آنالیز انرژی- اگزرژی و مطالعه پارامترهای نیروگاه چرخه‌ی ترکیبی بر پایه‌ی توربین‌گازی و توربین‌بخار

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

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

دریافت: بهار ۹۷ پذیرش: پاییز ۹۷

چکیده

در سال‌های اخیر با توجه به افزایش روز افزون به کارگیری نیروگاه‌های چرخه ترکیبی در ایران و جهان، لزوم مطالعه بر روی آن‌ها و مخصوصا تلفات موجود در این نیروگاه‌ها و تک تک اجزاءی آن‌ها آشکار می‌شود. آنالیز نیروگاه‌ها با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک به طور همزمان، ابزار مناسبی برای دستیابی به درک درستی از بازگشت ناپذیری‌های اجزا و کل سیستم خواهد بود. از اینرو، در این تحقیق به آنالیز انرژی و اگزرژی چرخه‌های توربین گازی، توربین بخار و ترکیبی پرداخته می‌شود. همچنین تاثیر پارامترهای مختلف بر روی بازده‌های انرژی و اگزرژی، نرخ نابودی اگزرژی و توان تولیدی نیروگاه‌ها بررسی می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که چرخه ترکیبی دارای بالاترین کارائی در بین چرخه‌های مطالعه شده است. توان تولیدی چرخه ترکیبی برابر با ۱۹/۲ مگاوات است که در حدود ۴۷٪ از توان تولیدی چرخه توربین گازی بیشتر است. مقدار نرخ نابودی اگزرژی چرخه ترکیبی در حدود ۳۳٪ از چرخه توربین گازی کمتر است. مقدار مصرف سوخت در چرخه ترکیبی در مقایسه با چرخه توربین گازی به مقدار ۱۱٪ کاهش یافته است. افزایش دمای ورودی به توربین گازی، موجب ۲۶٪ افزایش در کل نرخ نابودی اگزرژی چرخه ترکیبی شده و از ۲۱ به ۲۶/۵ مگاوات می‌رسد.

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

کلمات کلیدی: چرخه‌ی توربین‌گاز، چرخه‌ی توربین‌بخار، چرخه‌ی ترکیبی، بازده انرژی، بازده اگزرژی.

۱- مقدمه

انرژی یکی از اساسی ترین و مساله سازترین موضوعات جهان امروز است. کاهش شدید منابع سوخت‌های فسیلی، صنعتی شدن اکثر کشورها و وابسته شدن آنها به انرژی و در نتیجه افزایش قیمت جهانی سوخت از یک طرف موجب بحران انرژی شده و از طرفی دیگر افزایش مصرف سوخت و عدم دقت در نحوه مصرف آن باعث ایجاد بحران زیست‌محیطی در سطح جهان گردیده است [۱]. همچنین تداوم رشد مصرف انرژی و بهره‌وری پایین شبکه برق، منجر به افزایش قیمت تمام شده انرژی الکتریکی تولیدی می‌شود. از اینرو اتخاذ تصمیمات مدیریتی باید در حوزه انرژی، در جهت افزایش بهره‌وری در بخش‌های تولید، انتقال، توزیع و مصرف انرژی الکتریکی به منظور کاهش تلفات و بازیافت آن صورت گیرد، چراکه در غیر این صورت ضمن عدم استفاده از منابع فسیلی جهت ایجاد ارزش افزوده بیشتر و تولید محصولات، باارزش بالاتر، تلفات انرژی نیز به دنبال خواهد داشت.

امروزه بخش عظیمی از پتانسیل انرژی در نیروگاه‌های تولید الکتریسیته به صورت حرارت به محیط دفع می‌شود. دفع انرژی حرارتی به محیط، از سویی موجب اتلاف بخشی از انرژی که می‌تواند مفید واقع شود، گشته و از سوی دیگر باعث ایجاد آثار مخرب زیست محیطی همچون بالا رفتن سطح گازهای گلخانه‌ای در جو می‌شود. یکی از راه-های حل این مشکل بکارگیری گرمای اتلافی و تبدیل نیروگاه‌های تولید الکتریسیته به نیروگاه‌های ترکیبی است [۲].

در نیروگاه‌های چرخه ترکیبی هم از توربین‌های گاز و هم توربین‌های بخار برای تولید الکتریسیته در یک چرخه به طور همزمان استفاده می‌گردد. ایده کاربرد چرخه‌های ترکیبی از این واقعیت سرچشمه گرفته است که حرارت باقیمانده که به صورت گازهای داغ خارج شونده از توربین گازی در چرخه برایتون می‌باشد، قابل استفاده بوده، و می‌توان با اتخاذ ترتیبی برای بازیافت بخشی از این حرارت، راندمان کار این چرخه را افزایش داد. علاوه بر مزیت‌های مربوط به بهره‌دهی بالاتر و تولید توان الکتریکی بیشتر، چرخه‌های ترکیبی دارای انعطاف پذیری مناسب برای انواع بهره‌برداری و بهره‌دهی بالا در بازه‌های زمانی طولانی بهره‌برداری با ظرفیت‌های زیاد می‌باشند [۳].

در نتیجه 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 ترکیبی از اهمیت قابل

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

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.3.0]

ملاحظه‌ای برخوردار است. 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 [۴]. بنابراین بایستی قانون دوم ترمودینامیک با قانون اول کوپل شود تا بتوان درک روشنی از کارکرد این سیستم‌ها را بدست آورد [۱].

هونگ [۵] نشان داد که ارزیابی عملکرد نیروگاه سیکل ترکیبی تنها بر اساس قانون اول کافی نمی‌باشد و برای ارزیابی بهتر باید آنالیز قانون دوم ترمودینامیک انجام شود. خالیگ و کائوشیک [۶]، یک چرخه ترکیبی تک فشاره را در نظر گرفته و پس از تهیه مدل انرژی و اگزرژی سیستم، تأثیر برخی پارامترهای عملکردی و تعداد مراحل گرمایش مجدد را روی مقادیر بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک بررسی کردند. ارزیابی نتایج حاصل از حل مدل ریاضی نشان داد که افزایش نسبت فشار کمپرسور تا یک مقدار مشخص موجب افزایش بازده قانون های اول و دوم ترمودینامیک چرخه می‌شود اما بعد از آن با افزایش نسبت فشار مقادیر بازده روند نزولی دارند. همچنین نتایج مربوط به تأثیر نسبت دمای چرخه و تعداد مراحل گرمایش مجدد، گویای این مطلبند که افزایش نسبت دمای چرخه همواره اثری مطلوب بر روی بازده قانون اول و دوم دارد. به طوریکه با افزایش نسبت دما از ۴ تا ۶/۵ ، مقدار بازده قانون اول از ۳۰/۳ ٪ به ۳۹/۸ ٪ و بازده قانون دوم از ۴۰/۴ ٪ به ۴۷/۰۵ ٪ افزایش می‌یابد. همچنین استفاده از گرمایش مجدد تا دو مرحله، موجب افزایش بازده اگزرژی چرخه می‌شود در حالیکه استفاده از گرمایش مجدد بیش از دو مرحله موجب کاهش آن می‌گردد. بادامی و مورا [۷] یک چرخه ترکیبی را از دیدگاه اگزرژی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج حاصل از ارزیابی سیستم بر اساس نرخ زمانی تولید اگزرژی و بازده نسبی در طول محدوده های کاری نشان می‌دهد که ماکزیمم بازده قانون دوم سیستم در شرایطی به‌دست می‌آید که چرخه پائین (رانکین) کاملا وارد مدار تولید توان و حرارت شده است. نتیجه آنالیز حساسیت نشان می‌دهد که با بهبود پارامترهای مربوط به چرخه بالایی بازده کل چرخه به طرز چشمگیری افزایش می‌یابد. همچنین بهبود پارامترهای مربوط به بویلر بازیافت گرما همچون اختلاف دمای تنگش می‌توان بازده کلی چرخه را افزایش داد. اینوری و همکاران [۸] از گازهای خروجی توربین گاز به عنوان منبع حرارتی سیکل رانکین استفاده و گزارش کردند که راندمان سیکل میکروتوربین از ۳۰٪ به ۴۰٪ در سیکل ترکیبی افزایش یافته است. چانگ و سو [۹] با در نظر گرفتن یک چرخه ترکیبی تولید همزمان با سه سطح فشار از طریق آزمایش تأثیر فشار کندانسور و شرایط محیطی را روی توان خروجی و بازده چرخه بررسی کردند. چرخه پایه دارای تولید توانی برابر ۴۵۷ مگاوات و حرارتی معادل ۶۶۹۵ کیلو ژول است. همچنین بازده چرخه در شرایط پایه برابر ۵۳/۸ ٪ است. این طرح ابتدا در فشار های مختلف کندانسور آزمایش شده و مقادیر تولید توان و بازده در حالت های مختلف مقایسه شده اند. تأثیر فشار کندانسور روی بازده به نحو زیر گزارش شده است: هنگامیکه فشار کندانسور از ۲۶۹ میلی بار به ۱۵۶ میلی بار کاهش می‌یابد، بازده چرخه به میزان ۱/۳ ٪ کاهش می‌یابد. چو و همکارانش [۱۰]، به ارزیابی پتانسیل چرخه ترکیبی توربین گازی با جایگزینی سوخت گازوئیل به جای سوخت زغال سنگ پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که خروجی هر دو سیستم حالت مورد بررسی اعم از بازده اگزرژی به مقدار کمی تغییر میکند. اما به کارگیری سوخت گازوئیلی به جای سوخت زغال سنگ موجب کاهش قابل ملاحظه‌ای در اثرات محیط زیست می‌شود. شرما و سینگ [۱۱] به آنالیز اگزرژی یک مبدل حرارتی برای حالت‌های مختلف تولید بخار در نیروگاه ترکیبی بخار پرداختند. آنها نشان دادند که انواع حالت‌های ترمودینامیکی تاثیر متفاوتی بر روی عملکرد مولد حرارتی دارد و همچنین دستیابی به بهترین حالت کمک به سزایی در افزایش عملکرد مولد حرارتی در نیروگاه‌های ترکیبی تولید توان می‌کند.

۲- معرفی چرخه‌های مورد مطالعه

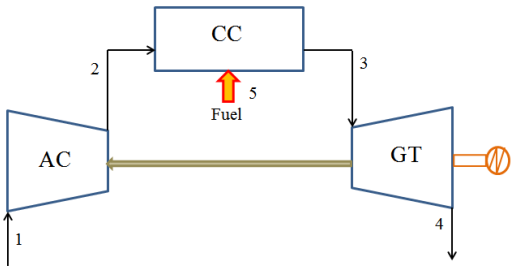
در این قسمت ابتدا دو چرخه توربین گازی و چرخه توربین بخار معرفی می‌شوند و سپس چرخه ترکیبی حاصل از ترکیب دو چرخه‌ی ذکر شده، معرفی می‌شود.

۲-۱- چرخه‌ی توربین‌گازی

در شکل (۱) شماتیکی از چرخه توربین گازی نشان داده شده است. یک چرخه توربین گازی ساده از سه جزء اصلی شامل کمپرسور هوا (AC)، محفظه احتراق (CC) و توربین گاز (GT) تشکیل می‌شود. در این چرخه، سوخت لازم برای احتراق از طریق محفظه احتراق وارد چرخه می‌شود. نحوه کارکرد این چرخه به این صورت است که در ابتدا هوا در دما و فشار محیط ($P0=1$ bar, $T0=25^0C$) از نقطه ۱ وارد کمپرسور هوا می‌شود و بعد از تراکم آیزونتروپیکی در داخل کمپرسور با نسبت تراکم ($r_p = 16$) در نقطه ۲ وارد محفظه احتراق می‌شود. هوای ورودی به محفظه احتراق با سوخت ورودی به آن که گاز طبیعی بوده و از نقطه ۵ در فشار ۸ بار و دمای ۲۹۸ کلوین به محفظه احتراق وارد می‌شود، محترق شده و گازهای داغ را در دمای ۱۴۰۰ کلوین تولید می‌کند. افت فشار در محفظه احتراق ۰/۲ در نظر گرفته شده است. گازهای داغ در نقطه ۳ وارد توربین گازی می‌شوند و در آن به صورت آیزونتروپیکی برای تولید توانی به مقدار ۱۳ مگاوات منبسط می‌شوند. در انتها گازهای منبسط شده از نقطه ۴ توربین را ترک می‌کند. در این چرخه بازده آیزونتروپیکی برای کمپرسور هوا ۸۸٪ و برای توربین گازی ۹۰٪ در نظر گرفته شده است [۱۲].

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

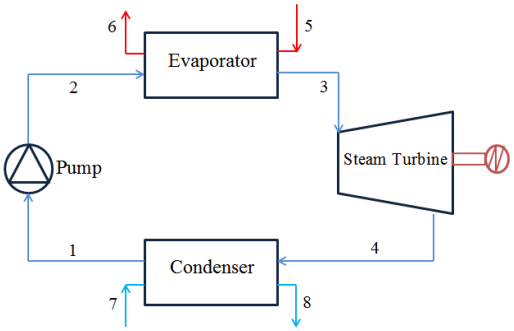
[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.3.0]



شکل ۱: شماتیک چرخه‌ی توربین‌گازی

۲-۲- چرخه‌ی توربین‌بخار

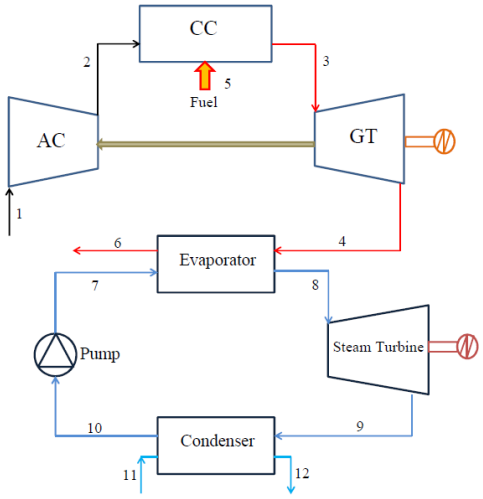
شماتیکی از این چرخه در شکل (۲) نشان داده شده است. چرخه توربین بخار ساده از چهار جزء اصلی شامل پمپ، اواپراتور، توربین بخار و کندانسور تشکیل شده است. در این چرخه، از آب به عنوان سیال عامل استفاده شده است. کارکرد چرخه بدین صورت است که سیال عامل بعد از پمپ شدن در نقطه ۲ وارد اواپراتور می‌شود. اواپراتور، حرارت را از منبع گرم با نرخ ۲۰ مگاوات دریافت می‌کند. سیال عامل در داخل اواپراتور توسط حرارت دریافتی از منبع گرم در دمای ۷۹۱/۱ کلوین و فشار ۷۰ بار به حالت بخار داغ با دمای ۷۴۱ کلوین و فشار ۷۰ بار تبدیل می‌شود. بخار داغ فشار بالای تولید شده در نقطه ۳ وارد توربین بخار شده و برای تولید توان منبسط می‌شود. سپس بخار فشار پایین خروجی از اواپراتور در نقطه ۴ وارد کندانسور شده و توسط آب عبوری از کندانسور حرارت از دست داده و به سیالی با دمای ۳۹۱ کلوین و فشار ۰/۱ بار تبدیل می‌شود. این مایع وارد پمپ شده و فرآیند ذکر شده در بالا تکرار می‌شود. لازم به ذکر است که برای خنک کاری سیال عامل در کندانسور، آب در دمای ۲۹۸ کلوین و فشار ۱ بار وارد کندانسور شده و در همان فشار و دمای ۳۰۸ کلوین آن را ترک میکند. بازده آیزونتروپیکی برای توربین بخار و پمپ به ترتیب عبارت از ۸۰ و ۸۵ درصد در نظر گرفته شده‌اند [۱۳].



شکل ۲: شماتیک چرخه‌ی توربین‌بخار

۲-۳- چرخه‌ی ترکیبی

در شکل (۳) شماتیکی از چرخه ترکیبی مورد مطالعه در این تحقیق نشان داده شده است. همانطور که قابل مشاهده است این چرخه از ترکیب چرخه‌های توربین گازی و توربین بخار حاصل شده است. نحوه کارکرد چرخه ترکیبی به این صورت است که گازهای داغ خروجی از چرخه توربین گازی وارد اواپراتور می‌شود و به عنوان منبع گرم برای داغ نمودن سیال عامل موجود در چرخه توربین بخار استفاده می‌شود. این به کارگیری حرارت اتلافی نیروگاه توربین گازی توسط نیروگاه بخار، موجب افزایش کارایی و افزایش توان تولیدی چرخه ترکیبی می‌شود. از اینرو فرضیات اعمالی در چرخه ترکیبی منطبق با فرضیات اعمالی بر چرخه‌های توربین گازی و توربین بخار است.



شکل ۳: شماتیک چرخه‌ی ترکیبی

۳- مدل‌سازی ترمودینامیکی چرخه‌های مورد مطالعه

به منظور دستیابی به پارامترهای طراحی و فیزیکی چرخه‌ها، 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.
- توربین‌ها، کمپرسور 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.

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 [۱۴]:

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

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.3.0]

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

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 نوشتن بالانس انرژی برای اجزای چرخه توربین‌گازی خواهیم داشت:

- کمپرسور هوا

بازده آیزونتروپیکی و توان مصرفی کمپرسور هوا از روابط زیر بدست می‌آیند:

$$\eta_{AC} = \frac{\bar{h}_{2s} - \bar{h}_1}{\bar{h}_{2a} - \bar{h}_1} \quad (۲)$$

$$\dot{W}_{AC} = \bar{h}_{2a} - \bar{h}_1 \quad (۳)$$

- توربین گاز

برای محاسبه بازده آیزونتروپیکی و توان تولیدی توربین گاز، روابط زیر به کار میروند:

$$\eta_{GT} = \frac{\bar{h}_{5a} - \bar{h}_4}{\bar{h}_{5s} - \bar{h}_4} \quad (۴)$$

$$\dot{W}_{GT} = \bar{h}_{5a} - \bar{h}_4 \quad (۵)$$

- محفظه‌ی احتراق

احتراق در محفظه‌ی احتراق به صورت کامل انجام می‌شود. برای احتراق کامل متان، معادله احتراقی به صورت زیر می‌باشد [۱۴]:

$$\bar{\lambda} CH_4 + [0.21O_2 + 0.78N_2] \rightarrow \quad (۶)$$
$$[1+\bar{\lambda}][X_{N_2} N_2 + X_{O_2} O_2 + X_{CO_2} CO_2 + X_{H_2O} H_2O]$$

که با موازنه‌ی کربن، نیتروژن، هیدروژن و اکسیژن در دو طرف معادله واکنشی، کسر مولی گونه‌ها بدست می‌آیند. لازم به ذکر است که آنتالپی هوا و محصولات احتراق با استفاده از روابط گاز ایده‌آل برای گونه‌های مختلف و ترکیب آن‌ها بدست می‌آید.

نرخ حرارت تولید شده در محفظه احتراق طبق مرجع [۱۵] از رابطه‌ی زیر بدست می‌آید:

$$\dot{Q}_{CC} = -0.02 \dot{n}_f LHV \quad (۷)$$

که در آن $\dot{n}_f$ تعداد مول‌های سوخت و LHV=802361 kJ/kmol است.

معادلات حاصل از اعمال بالانس انرژی برای تک تک اجزای چرخه‌های توربین بخار و ترکیبی در جدول (۱) آورده شده است.

جدول ۱: معادلات حاصل از اعمال بالانس انرژی برای تک‌تک اجزای چرخه‌های توربین‌بخار و ترکیبی

اجزاءی چرخه توربین بخار	
$\dot{m}_g = \dot{m}_5 = \dot{m}_6$ و $\dot{m}_2 = \dot{m}_3$	
$\dot{m}_2(h_3 - h_2) - \dot{m}_g(h_5 - h_6) = 0$	اواپراتور
$\dot{Q}_{Ev} = \dot{m}_3(h_3 - h_2)$	
$\eta_{ST} = \frac{h_{4a} - h_3}{h_{4s} - h_3}$	توربین بخار
$\dot{W}_{ST} = h_{4a} - h_3$	
$\dot{m}_1 = \dot{m}_4$ ، $\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_1(h_4 - h_1)$	
$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	کندانسور
$\dot{m}_1(h_4 - h_1) - \dot{m}_7(h_8 - h_7) = 0$	
$\dot{W}_P = h_2 - h_1$	پمپ

جدول ۱: ادامه

اجزاءی چرخه ترکیبی	
$\eta_{AC} = \frac{\bar{h}_{2s} - \bar{h}_1}{\bar{h}_{2a} - \bar{h}_1}$	کمپرسور هوا
$\dot{W}_{AC} = \bar{h}_{2a} - \bar{h}_1$	
$\dot{m}_a h_3 + \dot{m}_F LHV = \dot{m}_g h_4 + \dot{Q}_{CC}$	محفظه احتراق
$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_F$	
$\eta_{GT} = \frac{\bar{h}_{5a} - \bar{h}_4}{\bar{h}_{5s} - \bar{h}_4}$	توربین گاز
$\dot{W}_{GT} = \bar{h}_{5a} - \bar{h}_4$	
$\dot{m}_g = \dot{m}_4 = \dot{m}_6$ ، $\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	
$\dot{m}_4(h_4 - h_6) - \dot{m}_7(h_8 - h_7) = 0$	اواپراتور
$\dot{Q}_{Ev} = \dot{m}_7(h_8 - h_7)$	
$\eta_{ST} = \frac{h_{9a} - h_8}{h_{9s} - h_8}$	توربین بخار
$\dot{W}_{ST} = h_{9a} - h_8$	
$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$ ، $\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$	
$\dot{m}_9(h_9 - h_{10}) - \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{11}) = 0$	کندانسور
$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_{10}(h_9 - h_{10})$	
$\dot{W}_P = h_7 - h_{10}$	پمپ

در انتهای آنالیز انرژی، برای ارزیابی کلی چرخه‌ها از دیدگاه قانون اول ترمودینامیک، بازده انرژی هر سه چرخه‌ی مورد مطالعه در این تحقیق را به طریق زیر محاسبه می‌کنیم:

- بازده انرژی چرخه توربین گازی

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

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.3.0]

$$\left(\eta_{FirstLaw}\right)_{GT} = \dot{W}_{net}/\dot{Q}_{CC} = \left(\dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC}\right)/\left(\bar{h}_3 - \bar{h}_2\right) \quad (۸)$$

- بازده انرژی چرخه توربین بخار

$$\left(\eta_{FirstLaw}\right)_{ST} = \dot{W}_{net}/\dot{Q}_{Ev} = \left(\dot{W}_{ST} - \dot{W}_P\right)/\left(\dot{m}_3(h_3 - h_2)\right) \quad (۹)$$

- بازده انرژی چرخه ترکیبی

$$\left(\eta_{FirstLaw}\right)_{Combined} = \dot{W}_{net}/\dot{Q}_{CC} = \left(\dot{W}_{GT} + \dot{W}_{ST} - \dot{W}_P\right)/\left(\bar{h}_3 - \bar{h}_2\right) \quad (۱۰)$$

۳-۲- آنالیز اگزرژی

اگزرژی را می‌توان به ۴ مولفه‌ی مجزا از هم تقسیم نمود، اگزرژی جنبشی (E^{KN})، اگزرژی پتانسیل (E^{PT})، اگزرژی فیزیکی (E^{PH}) و اگزرژی شیمیایی (E^{CH}). مهمترین آن‌ها اگزرژی فیزیکی و شیمیایی می‌باشد و در این مقاله از دو مولفه دیگر یعنی اگزرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده است [۷]. اگزرژی فیزیکی معادل حداکثر کار قابل حصول است، زمانیکه جریان ماده توسط فرآیندهای فیزیکی که تنها شامل برهم کنش حرارتی با محیط می‌باشند، از حالت اولیه به حالت محیطی برسد.

$$\dot{E}^{PH} = \left(h_i - h_o\right) - T_0\left(s_i - s_o\right) \quad (۱۱)$$

در رابطه فوق، T دمای مطلق بر حسب درجه کلوین می‌باشد و زیرنویس 0 بیانگر محیط است. اگزرژی شیمیایی متناسب با انحراف ترکیب شیمیایی از حالت تعادل شیمیایی خود می‌باشد، اگزرژی شیمیایی بخش مهمی از اگزرژی در فرآیندهای شامل احتراق می‌باشد. اگزرژی شیمیائی برابر با ماکزیمم کار تولید شده در حالتی است که، گونه‌های شیمیایی سیستم امکان مخلوط شدن و واکنش شیمیایی، با گونه‌های موجود در محیط را دارا می‌باشد. این واکنش‌ها باعث تولید کار اضافی می‌شود که اگزرژی شیمیائی نام دارد [۶].

$$e^{CH} = \Sigma x_K \bar{e}_K^{CH} + \bar{R}T_0 \Sigma x_K \ln x_K \quad (۱۲)$$

در این رابطه، x_K کسر مولی جزء k ام مخلوط و $\bar{e}_K^{CH}$ اگزرژی مولار آن می‌باشد. در نتیجه نرخ اگزرژی جزء k ام برابر است با:

$$\dot{E} = \dot{E}^{PH} + \dot{E}^{CH} \quad (۱۳)$$

جهت تعیین تخریب اگزرژی یا همان نابودی اگزرژی که پارامتری مهم در تبدیل انرژی می‌باشد از موازنه‌ی اگزرژی برای هر جزء سیستم استفاده می‌شود. در حالت کلی معادله آهنگ بالانس اگزرژی را برای یک حجم کنترل پایا می‌تواند به صورت زیر نوشته شود [۱۶]:

$$\dot{E}_{F,k} = \dot{E}_{P,k} + \dot{E}_{D,k} \quad (۱۴)$$

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 k ام 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 [۱]:

$$y^*_{D,k} = \dot{E}_{D,k} / \dot{E}_{D,tot} \quad (۱۵)$$

معادله بالانس اگزرژی برای تک تک اجزای سه چرخه‌ی مورد مطالعه در این تحقیق در جدول (۲) آورده شده است.

جدول ۲: معادلات حاصل از اعمال بالانس اگزرژی برای تک‌تک اجزای چرخه‌های توربین‌گازی، توربین‌بخار و ترکیبی

اجزاءی چرخه توربین گازی	
$\dot{E}_{F,AC} = \dot{W}_{AC}, \dot{E}_{P,AC} = \dot{E}_2 - \dot{E}_1,$ $\dot{E}_{D,AC} = \dot{E}_{F,AC} - \dot{E}_{P,AC}$	کمپرسور هوا
$\dot{E}_{F,CC} = \dot{E}_5, \dot{E}_{P,CC} = \dot{E}_3 - \dot{E}_2,$ $\dot{E}_{D,CC} = \dot{E}_{F,CC} - \dot{E}_{P,CC}$	محفظه احتراق
$\dot{E}_{F,GT} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4, \dot{E}_{P,GT} = \dot{W}_{GT},$ $\dot{E}_{D,GT} = \dot{E}_{F,GT} - \dot{E}_{P,GT}$	توربین گاز
اجزاءی چرخه توربین گازی	
$\dot{E}_{F,Ev} = \dot{E}_5 - \dot{E}_6, \dot{E}_{P,Ev} = \dot{E}_3 - \dot{E}_2,$ $\dot{E}_{D,Ev} = \dot{E}_{F,Ev} - \dot{E}_{P,Ev}$	اواپراتور
$\dot{E}_{F,ST} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4, \dot{E}_{P,ST} = \dot{W}_{ST},$ $\dot{E}_{D,ST} = \dot{E}_{F,ST} - \dot{E}_{P,ST}$	توربین بخار
$\dot{E}_{F,Cond} = \dot{E}_4 - \dot{E}_1,$ $\dot{E}_{P,Cond} = \dot{E}_8 - \dot{E}_7,$ $\dot{E}_{D,Cond} = \dot{E}_{F,Cond} - \dot{E}_{P,Cond}$	کندانسور
$\dot{E}_{F,P} = \dot{W}_P, \dot{E}_{P,P} = \dot{E}_2 - \dot{E}_1,$ $\dot{E}_{D,P} = \dot{E}_{F,P} - \dot{E}_{P,P}$	پمپ
اجزاءی چرخه ترکیبی	
$\dot{E}_{F,AC} = \dot{W}_{AC}, \dot{E}_{P,AC} = \dot{E}_2 - \dot{E}_1,$ $\dot{E}_{D,AC} = \dot{E}_{F,AC} - \dot{E}_{P,AC}$	کمپرسور هوا
$\dot{E}_{F,CC} = \dot{E}_5, \dot{E}_{P,CC} = \dot{E}_3 - \dot{E}_2,$ $\dot{E}_{D,CC} = \dot{E}_{F,CC} - \dot{E}_{P,CC}$	محفظه احتراق
$\dot{E}_{F,GT} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4, \dot{E}_{P,GT} = \dot{W}_{GT},$ $\dot{E}_{D,GT} = \dot{E}_{F,GT} - \dot{E}_{P,GT}$	توربین گاز
$\dot{E}_{F,Ev} = \dot{E}_4 - \dot{E}_6, \dot{E}_{P,Ev} = \dot{E}_8 - \dot{E}_7,$ $\dot{E}_{D,Ev} = \dot{E}_{F,Ev} - \dot{E}_{P,Ev}$	اواپراتور
$\dot{E}_{F,ST} = \dot{E}_8 - \dot{E}_9, \dot{E}_{P,ST} = \dot{W}_{ST},$ $\dot{E}_{D,ST} = \dot{E}_{F,ST} - \dot{E}_{P,ST}$	توربین بخار
$\dot{E}_{F,Cond} = \dot{E}_9 - \dot{E}_{10},$ $\dot{E}_{P,Cond} = \dot{E}_{12} - \dot{E}_{11},$ $\dot{E}_{D,Cond} = \dot{E}_{F,Cond} - \dot{E}_{P,Cond}$	کندانسور

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

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.3.0]

پمپ	$\dot{E}_{F,P} = \dot{W}_P, \dot{E}_{P,P} = \dot{E}_7 - \dot{E}_{10},$ $\dot{E}_{D,P} = \dot{E}_{F,P} - \dot{E}_{P,P}$

و در انتهای آنالیز اگزرژی چرخه‌ها، به منظور ارزیابی کلی چرخـه‌هـا از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک به محاسبه بازده اگزرژی چرخه به طریـق زیر پرداخته می‌شود:

- بازده اگزرژی چرخه توربین گازی

$$\left(\varepsilon_{SecondLaw}\right)_{GT} = \dot{W}_{net} / \dot{E}_{in} = \left(\dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC}\right) / \left(\dot{E}_1 + \dot{E}_{10}\right) \quad (16)$$

- بازده اگزرژی چرخه توربین بخار

$$\left(\varepsilon_{SecondLaw}\right)_{ST} = \dot{W}_{net} / \dot{E}_{in} = \left(\dot{W}_{ST} - \dot{W}_P\right) / \left(\dot{E}_5\right) \quad (17)$$

- بازده اگزرژی چرخه ترکیبی

$$\left(\varepsilon_{SecondLaw}\right)_{Combined} = \dot{W}_{net} / \dot{E}_{in} = \left(\dot{W}_{GT} + \dot{W}_{ST} - \dot{W}_P\right) / \left(\dot{E}_1 + \dot{E}_{10}\right) \quad (18)$$

۴- نتایج و بحث

۴-۱- نتایج حاصل از آنالیز انرژی و اگزرژی چرخه‌ها

مقادیر دما، فشار، دبی جرمی، اگزرژی فیزیکی و اگزرژی شیمیای در نقاط مختلف چرخه‌های توربین گازی، توربین بخار و ترکیبی در جدول (۳) گنجانده شده است.

جدول ۳: نتایج حاصل از آنالیز ترمودینامیکی چرخه‌های توربین‌گازی، توربین‌بخار و ترکیبی

نقطه حالت	سیال عامل	T [K]	P [bar]	$\dot{m}$ $(\frac{kg}{s})$	$\dot{E}_{PH}$ (MW)	$\dot{E}_{CH}$ (MW)
چرخه توربین گاز ساده						
۱	هوا	۲۹۸/۲	۱	۳۶/۸	۰	۰
۲	هوا	۶۸۰/۷	۱۶	۳۶/۸	۱۴/۳	۰
۳	گاز داغ	۱۴۰۰	۱۵/۷	۳۷/۶	۳۷/۶	۰/۱۵
۴	گاز داغ	۷۹۱/۱	۱	۳۷/۶	۸/۳	۰/۱۵
۵	سوخت	۲۹۸/۲	۸	۰/۸	۰/۲۲	۳۵/۶
چرخه توربین بخار ساده						
۱	آب	۳۱۸/۲	۰/۱	۶/۳	/۰۱۶	۰
۲	آب	۳۱۶/۸	۷۰	۶/۳	/۰۵۷	۰
۳	بخار	۷۴۱	۷۰	۶/۳	۸/۶۲	۰
۴	بخار	۳۱۹	۰/۱	۶/۳	۰/۸۸	۰
۵	گاز داغ	۷۹۱/۱	۱	۳۷/۶	۲۰/۶	۰/۱۵
۶	گاز داغ	۴۱۱/۲	۱	۳۷/۶	۴/۰۴	۰/۱۵
۷	آب	۲۹۸/۲	۱	۳۱۸	۰	۰
۸	آب	۳۰۸	۱	۳۱۸	۰/۲	۰

جدول ۳: ادامه

چرخه ترکیبی						
۱	هوا	۲۹۸/۲	۱	۳۶/۸۴	۰	۰
۲	هوا	۶۸۰/۷	۱۶	۳۶/۸۴	۱۴/۳	۰
۳	گاز داغ	۱۴۰۰	/۷ ۱۵	۳۷/۵۵	۳۷/۶	۰/۱۵
۴	گاز داغ	۷۹۱/۱	۱	۳۷/۵۵	۸/۳	۰/۱۵
۵	متان	۲۹۸/۲	۱	۰/۷۱	۰/۲۲	۳۵/۶
۶	گاز داغ	۳۲۱/۹	۱	۳۷/۵۵	۴/۰۳	۰/۱۵
۷	آب	۳۱۶/۸	۷۰	۶/۳	/۰۵۷	۰
۸	بخار	۷۶۱	۷۰	۶/۳	۸/۶۱	۰
۹	بخار	۳۱۹	۰/۱	۶/۳	۰/۸۹	۰
۱۰	آب	۳۱۸/۲	۰/۱	۶/۳	/۰۱۶	۰
۱۱	آب	۲۹۸/۲	۱	۳۱۸	۰	۰
۱۲	آب	۳۰۵/۲	۱	۳۱۸	۰/۲۱	۰

نتایج حاصل برای اگزرژی ورودی، اگزرژی تولیدی و نابودی اگزرژی تک تک اجزای چرخه‌ها در جدول ۵ آورده شده است. همچنین در این جدول مقدار اگزرژی داده شده به محیط ($\dot{E}_L(MW)$) نیز برای هر سه چرخه ذکر شده است.

همانطور که قبلا هم ذکر شد، y_D^* سهم نابودی اگزرژی هر جزء از کل نابودی را نشان می‌دهد، از اینرو در جدول ۵ برای چرخه توربین گازی مشاهده می‌شود که در بین اجزای این چرخه، تقریبا ۸۶٪ کل نابودی در محفظه احتراق اتفاق افتاده است. محفظه احتراق دارای بیشترین نرخ نابودی اگزرژی است. این جزء به علت واکنش شیمیایی که در آن رخ می‌دهد، منبع مهم نابودی اگزرژی می‌باشد. و به ترتیب توربین‌گازی و کمپرسور هوا در جایگاه‌های بعدی قرار دارند.

از نتایج آنالیز اگزرژی نشان داده شده برای چرخه توربین بخار در جدول (۴) می‌توان مشاهده کرد که اواپراتور با ۶/۹ مگاوات نابودی اگزرژی بالاترین نرخ نابودی اگزرژی را به خود اختصاص داده است. در اجزای چرخه ترکیبی، اجزای محفظه احتراق، اواپراتور، توربین گاز و کمپرسور هوا به ترتیب با مقادیر ۱۱، ۳/۶، ۱ و ۰/۸ بیشترین مقدار نابودی اگزرژی را دارند. همچنین اجزای توربین گاز، کمپرسور هوا، پمپ و توربین بخار با مقادیر ۹۵/۸٪، ۹۴/۶، ۸۸٪ و ۸۵٪ به ترتیب بیشترین بازده قانون دوم را دارند.

از مقایسه نتایج حاصل برای چرخـه ترکیبـی بـا نتـایج حاصـل بـرای چرخه توربین گازی می‌توان نتیجه گرفت که عملکرد محفظه احتـراق بـه عنوان جزءای از سیسـتم کـه بیشـترین میـزان اتـلاف اگـزرژی در آن رخ می‌دهد در چرخه ترکیبی بهتر از چرخه توربین گازی اسـت. چراکـه نـرخ نابودی اگزرژی در این جزء از ۱۲/۳ مگاوات در چرخـه تـوربین گـازی بـه ۱۱ مگاوات (در حدود ۱۰٪) در چرخه ترکیبی کاهش یافته است.

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

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.3.0]

بنابراین، نه تنها در محفظه احتراق مصرف سوخت کاهش می‌یابد، بلکه فرآیند احتراق بسیار کارآمدتر خواهد بود.

همچنین با مقایسه نتایج حاصل برای چرخه ترکیبی با نتایج حاصل برای چرخه توربین بخار می‌توان نتیجه گرفت که در چرخه ترکیبی مقدار نابودی اگزرژی اجزای توربین بخار به میزان قابل توجهی نسبت به چرخه توربین بخار کاهش یافته‌اند. به عنوان مثال نرخ نابودی اگزرژی در اواپراتور از ۶/۹ مگاوات در چرخه توربین بخار به ۳/۶ مگاوات در چرخه ترکیبی کاهش یافته است.

جدول ۴: نتایج حاصل برای اگزرژی ورودی، تولیدی و اتلافی چرخه‌های توربین-گازی، توربین‌بخار و ترکیبی

جزء	$\dot{E}_F$ (MW)	$\dot{E}_P$ (MW)	$\dot{E}_D$ (MW)	$\dot{E}_L$ (MW)	ε (%)	y_D^* (%)
چرخه توربین گاز ساده						
کمپرسورهوا	۱۵/۲	۱۴/۳	۰/۸۲	-	۹۴/۶	۵/۷
محفظه احتراق	۵۰/۱	۳۷/۸	۱۲/۳	-	۶۵/۶	۸۵/۷
توربین گاز	۲۹/۳	۲۸/۱	۱/۲۳	۱۱/۴	۹۵/۸	۸/۶
عملکردکلی	۳۸/۸	۱۳	۱۴/۴	۱۱/۴	۳۶/۳	۱۰۰
چرخه توربین بخار ساده						
اواپراتور	۱۵/۵	۸/۵۶	۶/۹۳	۵/۷	۵۱/۷	۸۳/۲
توربین بخار	۷/۴	۶/۶۳	۰/۸	-	۸۵/۵	۹/۶
کندانسور	۰/۸۷	۰/۲۱	۰/۶	-	۲۴/۴	۷/۲
پمپ	/۰۰۴	/۰۰۳	/۰۰۰۵	-	۸۸	/۰۰۵
عملکرد کلی	۲۰/۷	۶/۶۳	۸/۳۳	۵/۷	۳۲/۱	۱۰۰
چرخه ترکیبی						
کمپرسور هوا	۱۵/۱	۱۴/۳	۰/۸	-	۹۴/۶	۴/۶
محفظه احتراق	۵۰	۳۸/۹	۱۱/۱	-	۶۵/۶	۶۳/۴
توربین گاز	۲۹/۲	۲۸	۱	-	۹۵/۸	۵/۷
اواپراتور	۱۵/۵	۸/۵	۳/۶	½	۵۱/۷	۲۰/۶
توربین بخار	۷/۴۳	۶/۶۳	۰/۶	-	۸۵/۸	۳/۴۳
کندانسور	۰/۸۷	۰/۲۱	۰/۴	-	۲۴/۴	۲/۳
پمپ	/۰۰۴	/۰۰۴	/۰۰۰۲	-	۸۸	/۰۰۱
عملکرد کلی	۳۸/۸	۱۹/۲	۱۷/۵	½	۵۴/۸	۱۰۰

۴-۲- مقایسه عملکرد چرخه‌های مورد مطالعه

نتایج مندرج در جدول (۵) این امکان را فراهم می‌کند تا بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک هر سه چرخه مورد مطالعه با یکدیگر مقایسه شوند.

جدول ۵: مقایسه عملکرد چرخه‌های توربین‌گازی، توربین‌بخار و ترکیبی

بازده (٪)	چرخه توربین گاز	چرخه توربین بخار	چرخه ترکیبی
قانون اول ترمودینامیک	۳۸/۳۱	۳۳/۲	۵۷/۸۷
قانون دوم ترمودینامیک	۳۶/۳۲	۳۲/۱	۵۴/۸۵

همانطور که در جدول (۵) مشاهده می‌شود، بازده قانون اول چرخه ترکیبی به طور قابل ملاحظه‌ای از بازده قانون اول چرخه‌های توربین گازی و توربین بخار بالاتر است. این بدین علت است که، در چرخه ترکیبی ۱۹/۲ مگاوات توان تولید می‌شود. در حالیکه در چرخه توربین گاز به مقدار ۱۳ مگاوات و در چرخه توربین بخار به مقدار ۶/۶ مگاوات توان تولید می‌شود. از اینرو بازده قانون اول از مقدار ۳۸/۳٪ برای چرخه توربین گازی و از مقدار ۳۳/۲٪ برای چرخه توربین بخار به مقدار ۵۷/۹٪ در چرخه ترکیبی افزایش یافته است.

و همچنین در جدول (۵) قابل مشاهده است که بازده قانون دوم برای چرخه ترکیبی برابر با ۵۴/۸۵٪ 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 ترکیبی مقدار نابودی اگزرژی به مقدار قابل توجهی نسبت به دو چرخه دیگر کاهش یافته و در نتیجه مو جب افزایش بازده شده است.

در نهایت با توجه به نتایج حاصل از آنالیز قانون اول و دوم ترمودینامیک که برای هر سه چرخه تولید توان مورد مطالعه در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفت. می‌توان به این ادعا رسید که چرخه ترکیبی با استفاده از حرارت اتلافی نیروگاه توربین گازی برای گرم کردم سیال عامل نیروگاه توربین بخار، موجب کاهش قابل ملاحظه‌ای در میزان نابودی اگزرژی، کاهش سوخت مصرفی، افزایش توان تولیدی و افزایش بازده کلی نیروگاه شده است. و از اینرو استفاده از این چرخه هم از لحاظ اقتصادی، هم از لحاظ زیست محیطی و هم کارایی مرقون به صرفه است.

۴-۳- نتایج حاصل از تحلیل پارامتری چرخه‌های مورد مطالعه

در این بخش به تفصیل در مورد تاثیر پارامترهای مختلف همچون دمای هوای ورودی به کمپرسور، بازده آیزونتروپیکی کمپرسور هوا، دمای ورودی توربین گازی، بازده آیزونتروپیکی توربین گازی، دمای اواپراتور و دمای کندانسور بر روی بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک و توان تولیدی چرخه‌ها و ... بحث و بررسی می‌شود.

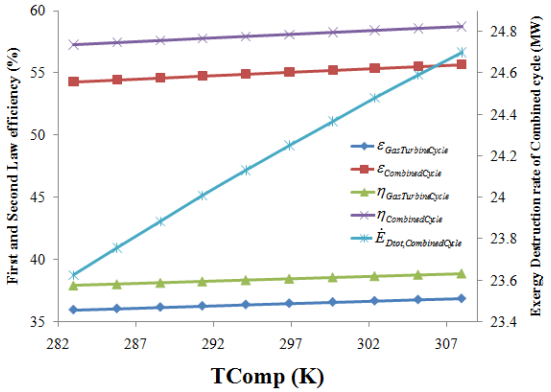
- **تاثیر دمای هوای ورودی کمپرسور (T_{Comp})**

T_{Comp}، نخستین پارامتری است که در این بخش مورد بررسی قرار می‌گیرد. نتایج حاصل از تاثیر T_{Comp} بر روی بازده قانون اول چرخه توربین گازی ($\eta_{GasTurbineCycle}$)، بازده قانون اول چرخه ترکیبی ($\eta_{CombinedCycle}$)، بازده قانون دوم چرخه توربین گاز ($\varepsilon_{GasTurbineCycle}$)، بازده قانون دوم چرخه ترکیبی ($\varepsilon_{CombinedCycle}$) و همچنین تاثیر T_{Comp} بر روی کل نابودی

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

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.3.0]

اگزرژی چرخه ترکیبی ($\dot{E}_{Dtot,CombinedCycle}$) در شکل (۴) قابل مشاهده است.



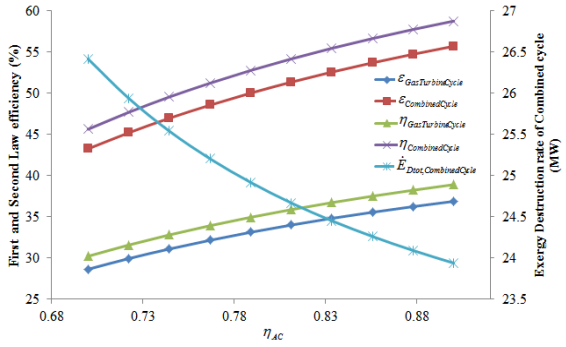
شکل ۴: تاثیر دمای هوای ورودی کمپرسور بر روی بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین گازی و چرخه ترکیبی

همانگونه که از شکل (۴) قابل مشاهده است، با افزایش T_{Comp} از ۲۸۳ تا ۳۰۸ کلوین افزایش کمی در بازده‌ها اتفاق افتاده است. و بازده قانون اول در چرخه‌های توربین گازی و ترکیبی در حدود ۲/۵٪ افزایش از خود نشان داده‌اند. و نیز بازده اگزرژی چرخه‌های توربین گاز و ترکیبی به ترتیب از ۳۵/۹۵٪ به ۳۶/۸٪ و از ۵۴/۳٪ به ۵۵/۷٪ افزایش یافته‌اند.

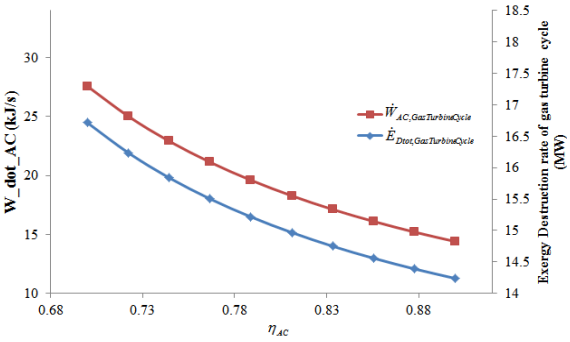
همچنین از شکل (۴) قابل مشاهده است که افزایش دمای هوای ورودی به کمپرسور موجب روندی افزایشی (در حدود ۴٪) در مقدار کل نرخ نابودی اگزرژی چرخه ترکیبی شده است. علت این امر ناشی از این است که، با افزایش دمای هوای ورودی به کمپرسور هوا، نرخ نابودی اگزرژی در اجزای کمپرسور هوا، محفظه احتراق و توربین گازی به مقدار کمی افزایش میابد که به موجب آن، کل نرخ نابودی اگزرژی روندی افزایشی از خود نشان می‌دهد. رخ داد چنین حالتی به نظر می‌آید که با روند افزایش بازده ها در تناقض باشد ولی باید ذکر کرد که مقدار افزایش توان رخ داده در مقابل افزایش نابودی اگزرژی رخ داده بیشتر است که به موجب آن بازده های اگزرژی روندی افزایشی از خود نشان داده اند.

- **تاثیر بازده آیزنتروپیکی کمپرسورهوا (η_{AC})**

تاثیر η_{AC} بر روی بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین گازی و چرخه ترکیبی در شکل (۵) نشان داده شده است. همچنین در چرخه توربین گازی، تاثیر η_{AC} بر روی توان مصرفی کمپرسور هوا و کل نرخ نابودی اگزرژی این چرخه در شکل ۶ نشان داده شده است.



شکل ۵: تاثیر بازده آیزونتروپیک کمپرسور هوا بر روی بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین گازی و چرخه ترکیبی



شکل ۶: تاثیر بازده آیزونتروپیک کمپرسور هوا بر روی توان مصرفی کمپرسور هوا و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین گازی

همانطور که از دو شکل (۵) و (۶) قابل مشاهده است، افزایش بازده آیزونتروپیکی موجب کاهش کار مصرفی کمپرسور به میزان ۴۷٪ شده و از مقدار ۲۷ به مقدار ۱۴ مگاوات می‌رسد. که این امر موجب افزایش توان تولیدی چرخه توربین گازی می‌شود. از طرفی افزایش این پارامتر موجب کاهش نرخ نابودی اگزرژی در هر دو چرخه توربین گازی و ترکیبی می‌شود. در نتیجه بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک که به صورت نسبت توان تولیدی به توان ورودی تعریف می‌شوند در هر دو چرخه توربین گازی و ترکیبی به ترتیب در حدود ۲۸/۱ و ۲۸/۹ درصد افزایش یافته و بازده قانون دوم در چرخه ترکیبی از مقدار ۴۲/۷٪ به ۵۵٪ می‌رسد.

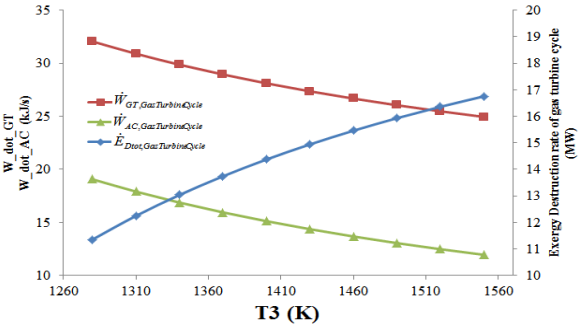
- **تاثیر دمای ورودی توربین گازی (T_3)**

در شکل ۷ تاثیر T_3 بر روی توان تولیدی توربین گازی، توان مصرفی کمپرسور هوا و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین گازی نشان داده شده است.

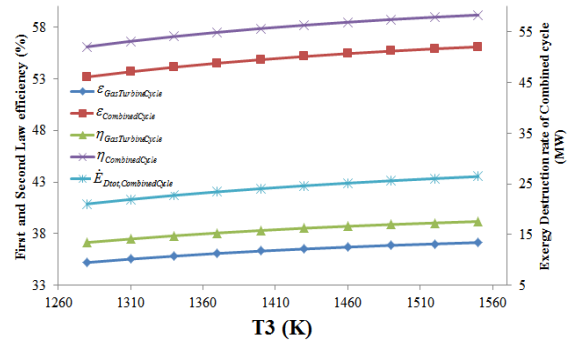
همچنین در شکل ۸ تاثیر T_3 بر روی بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین گازی و چرخه ترکیبی نشان داده شده است.

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

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.3.0]



شکل ۷: تاثیر دمای ورودی توربین گازی بر روی توان تولیدی توربین گازی، توان مصرفی کمپرسور هوا و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین گازی



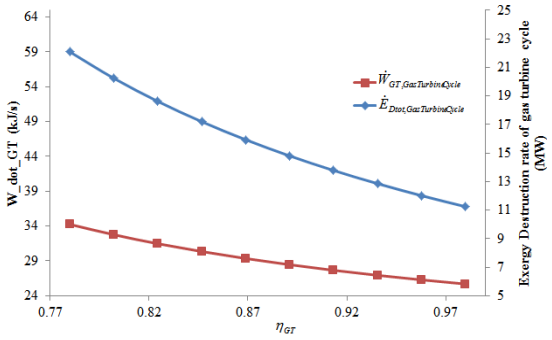
شکل ۸: تاثیر دمای ورودی توربین گازی بر روی بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین گازی و چرخه ترکیبی

همانگونه که از شکل‌های (۷) و (۸) قابل مشاهده است، با افزایش T_3 ، مصرف سوخت افزایش می‌یابد در نتیجه نرخ نابودی اگزرژی در محفظه احتراق افزایش یافته که این موجب افزایش کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه ترکیبی به مقدار ۲۶٪ درصد شده و از ۲۱ به ۲۶/۵ مگاوات می‌رسد. توان مصرفی کمپرسور هوا و توان تولیدی توربین گاز به ترتیب به مقادیر ۳۶٪ و ۲۵٪ کاهش یافته‌اند.

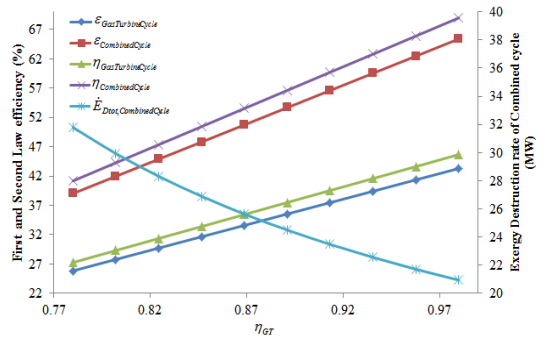
افزایش دمای ورودی توربین گاز موجب افزایش بازده قانون اول و دوم در چرخه‌های توربین گازی و ترکیبی به مقدار تقریبا ۵٪ افزایش یافته‌اند. به این ترتیب بازده قانون دوم در چرخه توربین گازی از ۳۵٪ به ۳۷٪ رسیده و در چرخه ترکیبی از ۵۳٪ به ۵۶٪ رسیده است.

- **تاثیر بازده آیزونتروپیکی توربین‌بخار (η_{GT})**

تاثیر η_{GT} بر روی توان تولیدی توربین گازی و نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین گازی در شکل (۹) نشان داده شده است. همچنین تاثیر η_{GT} بر روی بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین گازی و چرخه ترکیبی در شکل (۱۰) نشان داده شده است.



شکل ۹: تاثیر بازده آیزونتروپیک توربین گاز بر روی توان تولیدی توربین گازی و نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین گازی



شکل ۱۰: تاثیر بازده آیزونتروپیک توربین گاز بر روی بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین گازی و چرخه ترکیبی

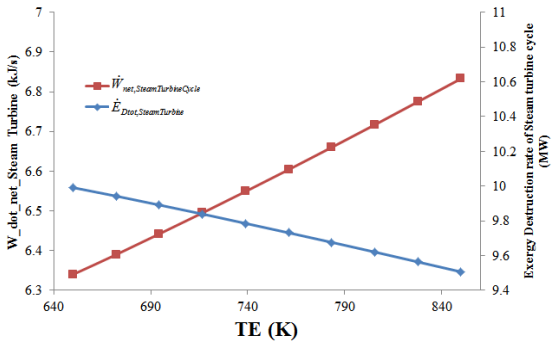
همانطور همانطور که از شکل (۹) قابل مشاهده است، افزایش بازده آیزونتروپیکی توربین گاز موجب کاهش نرخ نابودی اگزرژی به مقدار ۵۰ درصد و همچنین موجب کاهش توان تولیدی توربین گاز به مقدار ۲۶ درصد در چرخه توربین گازی شده است. به عبارتی میزان کاهش نرخ نابودی اگزرژی بسیار قابل ملاحظه‌تر از کاهش توان تولیدی توربین است. از اینرو این امر موجب افزایش در بازده‌های چرخه توربین گازی در شکل ۱۰ شده است، به طوریکه بازده قانون اول از ۲۷٪ به ۴۵٪ و بازده قانون دوم از ۲۵٪ به ۴۳٪ در چرخه توربین گازی افزایش یافته‌اند. همچنین از شکل ۱۰ مشاهده می‌شود که افزایش بازده آیزونتروپیکی توربین گاز موجب کاهش کل نرخ نابودی اگزرژی به مقدار ۳۵ درصد درچرخه ترکیبی شده است. به طوریکه نرخ نابودی اگزرژی از مقدار ۳۱ به ۲۰ مگاوات کاهش یافته است.

- **تاثیر دمای اواپراتور (T_E)**

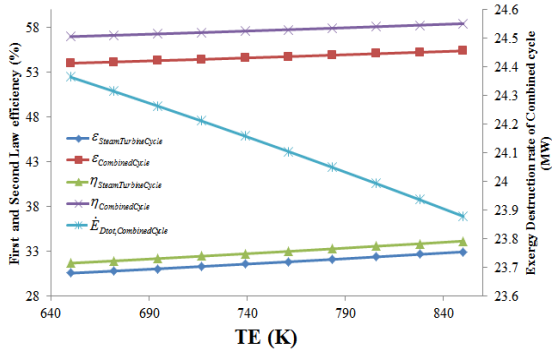
تاثیر T_E بر روی کل توان تولیدی و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین بخار در شکل (۱۱) نشان داده شده است. همچنین تاثیر T_E بر روی بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین بخار و چرخه ترکیبی در شکل (۱۲) نشان داده شده است.

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

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.3.0]



شکل ۱۱: تاثیر دمای اواپراتور بر روی کل توان تولیدی و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین بخار

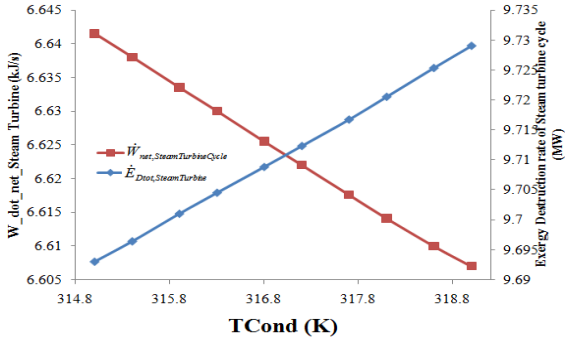


شکل ۱۲: تاثیر دمای اواپراتور بر روی بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین بخار و چرخه ترکیبی

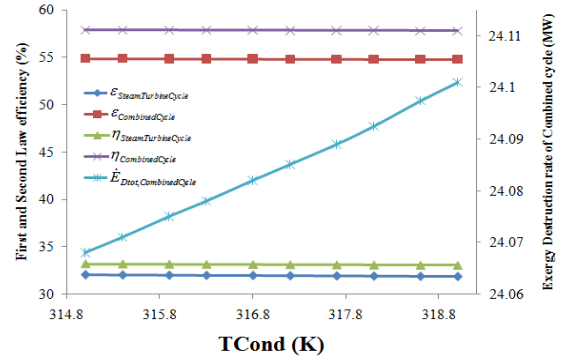
همانطور که از شکل (۱۱) قابل مشاهده است، افزایش دمای اواپراتور موجب کاهش اندکی (در حدود ۴ درصد) در کل نرخ نابودی اگزرژی و افزایش اندکی (در حدود ۷/۷٪) در توان تولیدی چرخه توربین بخار می‌شود. از اینرو بازده قانون اول این چرخه به مقدار ۷/۷درصد افزایش یافته و از ۳۱/۷٪ به ۳۴/۲٪ می‌رسد. و بازده قانون دوم این چرخه با کاهش نرخ نابودی اگزرژی چرخه به مقدار ۷/۸٪درصد افزایش یافته و از ۳۰/۶٪ به ۳۲/۹٪ می‌رسد. همچنین می‌توان در شکل (۱۲) مشاهده کرد که افزایش دمای اواپراتور موجب کاهش کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه ترکیبی شده و به موجب این امر بازده قانون دوم این چرخه افزایش یافته است. در این چرخه، کل نرخ نابودی اگزرژی به مقدار ۲درصد کاهش یافته و بازده قانون دوم به مقدار ۱/۸درصد افزایش یافته است.

- **تاثیر دمای کندانسور (T_{Cond})**

دمای کارکرد کندانسور آخرین پارامتری است که در این بخش مورد بررسی و تحلیل قرار می‌گیرد. تاثیر T_{Cond} بر روی کل توان تولیدی و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین بخار در شکل (۱۳) قابل مشاهده است. و تاثیر دمای کندانسور بر روی بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین بخار و چرخه ترکیبی در شکل (۱۴) قابل مشاهده است.



شکل ۱۳: تاثیر دمای کندانسور بر روی کل توان تولیدی و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین بخار



شکل ۱۴: تاثیر دمای کندانسور بر روی بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین بخار و چرخه ترکیبی

۵- نتیجه‌گیری کلی

در سال‌های اخیر چرخه‌های ترکیبی به دلیل بازدهی بیشتر، اثرات مخرب زیست‌محیطی کمتر و صرفه اقتصادی، مورد توجه قرار گرفته‌اند. از اینرو آنالیز و بررسی این چرخه‌ها برای دستیابی به چرخه‌هایی کارآمدتر با هزینه‌ای کمتر، مصرف سوخت پایین‌تر و اثرات زیست‌محیطی مناسب‌تر، اهمیت ویژه‌ای پیدا می‌کند. همچنین 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 مقاله حاضر، ابتدا یک چرخه تولید توان توربین گازی که ۱۳ مگاوات توان تولید می‌کند، و یک چرخه توربین بخار که ۶ مگاوات توات تولید می‌کند مورد آنالیز انرژی و اگزرژی قرار گرفت. سپس این دو چرخه با هم کوپل شد و چرخه ترکیبی با توانی معادل ۱۹ مگاوات ایجاد شد، و این چرخه ترکیبی نیز مورد انالیز انرژی و اگزرژی قرار گرفت. 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- مقدار مصرف سوخت در چرخه ترکیبی به مقدار ۱۱ درصد در مقایسه با چرخه توربین گازی کاهش یافته است.

۲- در اجزای چرخه ترکیبی، محفظه احتراق، اواپراتور، توربین گاز و کمپرسور هوا به ترتیب با مقادیر ۱۱، ۳/۶، ۱ و ۰/۸ بیشترین مقدار نابودی اگزرژی را دارند.

۳- بازده قانون دوم برای چرخه ترکیبی برابر با ۵۴/۸۵٪ است که در مقایسه با دو چرخه دیگر به مقدار قابل توجهی بیشتر

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

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.3.0]

است.

۴- افزایش دمای هوای ورودی به کمپرسور موجب افزایشی در حدود ۴درصد در نابودی اگزرژی چرخه ترکیبی شده است.

افزایش دمای ورودی توربین، موجب افزایش کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه ترکیبی به مقدار ۲۶٪ درصد شده و از ۲۱ به ۲۶/۵ مگاوات می‌رسد.

فهرست علائم

$\dot{E}$	نرخ اگزرژی، (kW)
LHV	ارزش حرارتی پایین، (MJ/kg)
$\dot{m}$	دبی جرمی، (kg/s)
P	فشار، (bar)
$\dot{Q}$	نرخ انتقال گرما، (kW)
H	آنتالپی، (kJ/kg)
T	دما، (K)
	علایم یونانی
Δ	اختلاف
η	بازده
ε	بازده اگزرژی
λ	نسبت سوخت به هوا
	بالانویس‌ها
CH	شیمیایی
PH	فیزیکی
PT	پتانسیلی
KN	**جنبشی**
	زیرنویس‌ها
0	محیط ترمودینامیکی
AC	کمپرسور هوا
Air	هوا
Boiler	بویلر
CC	محفظه احتراق
Cond	کندانسور
D	نابودی
E	خروجی
EV	اواپراتور
F	سوخت (اگزرژی)
GT	توربین گاز
i	ورودی
k	جزء k ام
L	اتلافی به محیط
P	تولیدی
pump	پمپ
ST	توربین بخار
tot	کلی

مراجع

[1] 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.

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

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.3.0]

[2] Liu, M., Shi, Y., Fang, F., "Combined cooling, heating and power systems: A survey." Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 35, 1-22, 2014.
[3] Coplan, CO., "Exergy analysis of combined cycle cogeneration systems," A thesis submitted to the Graduate School of natural and Applied of Middle East Technical University; Turkey, 2005.
[4] Lazzaretto, A., Tsatsaronis, G., "SPECO: A systematic and general methodology for calculationg efficiencies and costs in thermal systems," Energy, Vol 31, 1257-1289, 2006.
[5] Hung, F.F., "Performance evaluation of selected combustion gas turbine cogeneration systems based on first and second law analysis," Journal of Engineering for Gas Turbines and power, Vol, 112, 117-121, 1990.
[6] Khaliq, A., Kaushik, S., "Second-law based thermodynamic analysis of Brayton/Rankine combined power cycle with reheatm" Applied Energy, Vol, 78(2), 179-197, 2004.
[7] Badami, M., Mura, M., "Exergetic analysis of an innovative combined cogeneration system," Energy, Vol 35, 2535-2543, 2010.
[8] Invernizzi, C., Iora, P., Silva, P., "Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines," Applied Thermal Engineering, Vol, 27, 100-110, 2007.
[9] Chuang, C., Sue, D., "Performance effects of combined cycle power plant with variable condenser pressure and loading" Energy, Vol 30, 1793–1801, 2016.
[10] Chyou, Y.P., Chiu, H.M., Chen, P.C., "Potential assessment on gas turbine combined cycle with alternative gaseous fuel from coal gasification," Clean Technologies and Environmental Policy, Vol 18, 185-194, 2016.
[11] Sharma, M., Singh, O., "exergy analysis of dual pressure HRSG for different dead states and varying steam generation states in gas/steam combined cycle power plant," Applied Thermal Engineering, Vol 93, 614-622, 2016.
[12] Ghazikhani, M., Passandideh, F.M., Mousavi, M., "Two new high performance cycles for gas turbine with air bottoming," Energy, Vol 36, 294-304, 2011.
[13] Safarian, S., Aramoun, F., "Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles (ORCs)," Energy Reports 1, pp1–7, 2015.
[14] 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.
[15] Bejan, A. and Moran, M.J., "Thermal design and optimization," 1996: Wiley. com.
[16] 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.

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

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.3.0]