

تحلیل انرژی و انرژی یک واحد توربین گاز ایستگاه تقویت فشار گاز فراشبند

محمدباقر آیانی¹، محمدرضا تقی پور^{2*}

¹ استادیار گروه مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، ایران

² دانشجوی کارشناسی ارشد علوم تحقیقات خراسان رضوی، مهندس ارشد کنترل عملیات انتقال گاز، منطقه پنج عملیات

انتقال گاز، شرکت انتقال گاز، ایران

دریافت: 94/10/8 پذیرش: 94/12/8

چکیده

قانون اول ترمودینامیک ابزار مناسبی برای تحلیل فرایندهای ترمودینامیکی است. این تحلیل بر اساس ترکیب قوانین اول و دوم ترمودینامیک استوار است در مقاله حاضر به تحلیل انرژی و انرژی یک واحد توربین گاز ایستگاه تقویت فشار فراشبند، از تاسیسات منطقه پنج عملیات انتقال گاز پرداخته شده و پس از تحلیل انرژی و انرژی، با انجام محاسبات لازم؛ اجزایی که دارای افت بالاتری و یا راندمان پایین تری هستند شناسایی شده و نیاز آن‌ها برای بهینه‌سازی بیشتر معرفی شده است. همچنین رفتار توربین گاز در تغییرات بعضی از پارامترهای تاثیرگذار چون: دمای محیط و دمای ورودی به توربین بررسی شده است. نتایج محاسبات، راندمان قانون اول و دوم سیکل را در عملکرد واقعی آن به ترتیب: 23/108 و 23/05 نشان می‌دهد. همچنین تحلیل انرژی سیکل نشان می‌دهد که در محفظه احتراق 21/844 مگاوات و در آگزوز 14/409 مگاوات تخریب انرژی رخ می‌دهد. مجموعاً محفظه احتراق و آگزوز از صد درصد تخریب انرژی در سیکل توربین گاز، 87/74 درصد تخریب را به خود اختصاص داده‌اند. همچنین با تغییرات دمای محیط از 270 تا 320 درجه کلون، راندمان قانون اول و دوم سیکل در شرایط نامی آن به ترتیب از: 30/69 و 29/32 تا 27/18 و 25/97 تغییر می‌کند در همین حال با تغییرات دمای ورودی به توربین از 1000 تا 1500 درجه کلون، راندمان قانون اول و دوم سیکل به ترتیب از: 17/24 و 16/47 تا 31/02 و 29/63 تغییر می‌کند.

کلمات کلیدی: انرژی، توربین گاز، راندمان، بازگشت ناپذیری

Mohammad.r_t327@yahoo.com

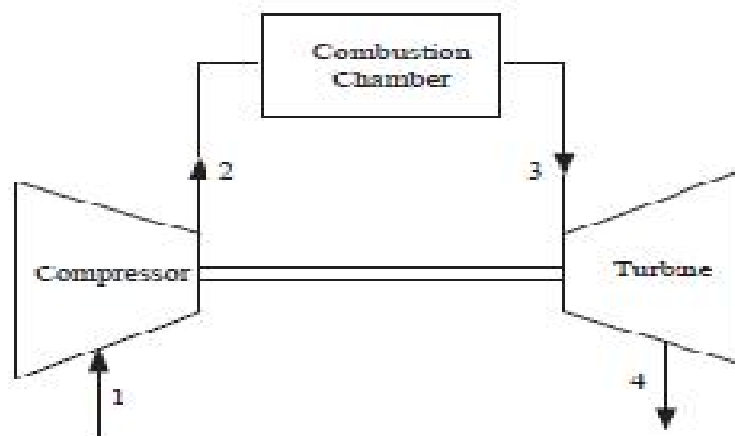
مقدمه

آنالیز اگزرژی بر اساس قانون اول و دوم ترمودینامیک این امکان را فراهم می‌آورد که روش مطلوب تحلیل سیستم‌های انرژی و همچنین شناخت واضح سطوح انرژی و فرایندهای نامطلوب ترمودینامیکی یک سیستم مشخص شود. آنالیز اگزرژی شامل دو مرحله اساسی است، مرحله اول شناسایی و بررسی فرایندهای نامطلوب ترمودینامیکی سیستم بر پایه تعیین اتلاف اگزرژی و سپس تلاش جهت به حداقل رساندن این اتلافات می‌باشد. آنالیز اگزرژی و یا قانون دوم برای توجیه و توصیف جریان‌های مختلف انرژی و نیز کمک به کاهش افت‌هایی است که در یک سیستم رخ می‌دهد. اگزرژی حداکثر کار محوری است که می‌توان در یک مجموعه از ماشین‌های ایده‌آل از مقدار انرژی دریافت کرد. مشخص است که در طول یک پروسه اگزرژی ذخیره نمی‌شود ولی به دلیل بازگشت ناپذیری‌ها می‌تواند از بین رود [1]. این روش می‌تواند تک تک اجزای سیکل را به طور مجزا تحلیل کند و سهم هر یک از اجزا در اتلافات کل سیکل را به دست آورد و در مکان‌یابی ناکارآمدی‌های یک سیکل به‌طور دقیق عمل کند. نخستین پیشرفت‌های تئوری در زمینه نیروگاه‌های گازی-بخاری توسط سیپلو پروتر [2] در سال 1960 دیده شد. محققان زیادی مانند زرماک و وونش [3] آنالیز مقدماتی ترمودینامیکی برای یک نیروگاه سیکل ترکیبی عملی 125 مگاواتی را انجام دادند و تلفات را در اجزای مختلف محاسبه کردند. فیاسچی [4] در مقاله‌ای آنالیز اگزرژی برای یک واحد سیکل ترکیبی را انجام داد و نتیجه گرفت بیشترین اتلاف اگزرژی در محفظه احتراق اتفاق می‌افتد و دلیل آن مربوط به اختلاف دمای بالای شعله و سیال عامل می‌باشد و به این نتیجه رسید که آنالیز اگزرژی یک مفهوم مفید برای مقایسه عملکردهای سیکل توربین گاز است. نگاهی دقیق به مطالعات اخیر محققان نشان می‌دهد که آن‌ها سعی بر این داشته‌اند که بازده و قدرت خروجی این نیروگاه‌ها را افزایش دهند. کنهاس و همکاران [5] در سال 2001، مزایای استفاده از آلیاژهای مخصوص و بالا بردن دمای ماکزیمم سیکل و تاثیر آن را بر روی افزایش بازده سیکل مورد بررسی قرار دادند. سوو چوانگ [6] یک سیکل ترکیبی رنگین برایتون را با یک سیکل تولید هم‌زمان قدرت و سرمایه‌ش مقایسه کردند و آنالیز اگزرژی سیکل ترکیبی را در حالت تمام بار و نیمه بار انجام دادند. در کار آن‌ها تاثیر پیش گرمایش سوخت گازی بر روی عملکرد توربین بررسی شده است همچنین ایشان تاثیر سرد کردن هوای ورودی را بر توربین گاز بررسی نمودند. سانگ و کیم [7] آنالیز اگزرژی را روی سیکل توربین گاز در بارهای مختلف انجام دادند و به این نتیجه رسیدند واکنش‌های شیمیایی انجام گرفته در محفظه احتراق و همچنین اختلاف دمای بالا بین شعله و سیال عامل، باعث بیشترین تلفات در سیکل توربین گاز خواهد شد. احمد سیهان و همکارانش [8] در مقاله خود آنالیز اگزرژی و پیشنهادهایی را برای افزایش راندمان نیروگاه سیکل ترکیبی انجام دادند. آن‌ها با استفاده از داده‌های گرفته شده از نیروگاه سیکل ترکیبی انرژی و تلفات اگزرژی را در هر یک از قسمت‌های نیروگاه محاسبه کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که محفظه احتراق، توربین گاز و بویلر بازیاب بیشترین قسمت از بازگشت ناپذیری‌های موجود در یک نیروگاه سیکل ترکیبی را شامل می‌شود که این بازگشت ناپذیری‌ها

برای این اجزاء تقریباً برابر 85% بازگشت ناپذیری‌های کل سیکل است. پیشنهادهایی که آن‌ها ارائه کردند به کار بردن سیستم چیلر جذبی در سیکل توربین گاز، افزایش دمای ورودی به توربین گاز و افزایش سطوح حرارتی در بویلر بازیاب بود. محمدجواد عبادی و همکارش [9] آنالیز اگزرژی را برای سیکل 116 مگاوات توربین گاز یک نیروگاه انجام دادند و به این نتیجه رسیدند که تاثیر افزایش دمای ورودی به توربین گاز باعث افزایش بازده اگزرجیک سیکل و کاهش تلفات اگزرژی خواهد شد. همچنین آن‌ها به این نتیجه رسیدند که بیشترین تلفات در یک نیروگاه گازی در محفظه احتراق رخ خواهد داد. محققان دیگر [10-11] تحقیقات گسترده‌ای بر روی تحلیل انرژی و اگزرژی سیستم‌های حرارتی انجام داده‌اند که برای آگاهی بیشتر می‌توان به مراجع مذکور مراجعه نمود. هدف از این مقاله به‌کارگیری تحلیل انرژی و اگزرژی برای یک واحد توربین گاز ایستگاه تقویت فشار فراشبند در عملکرد واقعی آن و مقایسه نتایج آن با حالتی که فرایند در توربین و کمپرسور ایزنتروپیک باشد می‌باشد. همچنین در ادامه، تاثیر تغییرات دمای محیط و دمای ورودی به توربین بر روی راندمان انرژی و اگزرژی سیکل و تخریب اگزرژی اجزاء سیکل بررسی شده است.

مشخصات ایستگاه گاز فراشبند

تاسیسات گاز فراشبند که شامل سه ایستگاه تقویت فشار گاز می‌باشد در 190 کیلومتری جنوب غرب شیراز واقع شده است. هر ایستگاه گاز شامل پنج واحد توربین گاز است که در مجموع، این ایستگاه‌ها چیزی در حدود 38/5 درصد گاز کل کشور را انتقال می‌دهند. در شکل (1) شماتیک سیکل توربین گاز نمایش داده شده است



شکل 1. شماتیک سیکل توربین گاز

آنالیز انرژی

انرژی از دو قسمت مهم تشکیل شده است: قسمت اول انرژی فیزیکی و دیگری انرژی شیمیایی است. در این مقاله از ترمهای جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده است. انرژی فیزیکی حداکثر کار محوری است که می‌توان در مجموعه‌ای از ماشین‌های ایده‌آل از مقدار انرژی دریافت کرد. انرژی شیمیایی عبارت است از مقدار ماکزیمم کار قابل استحصال در حالتی که ماده از حالت اولیه خود توسط پروسه‌های شامل انتقال حرارت و تبادل ماده به حالت مرده برسد. انرژی شیمیایی اهمیت خود را در فرایندهای شیمیایی احتراق نشان می‌دهد. برای تحلیل انرژی اگر هر یک از قسمت‌های توربین گاز را به عنوان یک حجم کنترل در نظر بگیریم با نوشتن قوانین پیوستگی و قانون اول و دوم ترمودینامیک خواهیم داشت:

$$\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} = 0 \quad (1)$$

که در این رابطه \dot{m} دبی جرمی عبوری است

$$\sum \dot{Q} + \sum \dot{m}_i h_i = \dot{W} + \sum \dot{m}_e h_e + i \quad (2)$$

معادله شماره (2)، بیان گر قانون اول ترمودینامیک است که در آن \dot{Q} ، نرخ انتقال حرارت به حجم کنترل و \dot{W} کار داده شده می‌باشد. در این رابطه ترمهای مربوط به انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده‌اند. با در نظر گرفتن قانون اول و دوم ترمودینامیک بالانس انرژی به صورت زیر به دست می‌آید

$$\dot{E}x^Q + \sum \dot{m}_i ex_i = \dot{E}x^W + \sum \dot{m}_e ex_e + \dot{E}x_D \quad (3)$$

که در این رابطه ex مقدار انرژی مخصوص می‌باشد و $\dot{E}x_D$ برابر تخریب انرژی است

$$\dot{E}x^Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i \quad (4)$$

$$\dot{E}x^W = \dot{W} \quad (5)$$

$$ex = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (6)$$

$$ex_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (7)$$

در روابط فوق T ، درجه حرارت بر حسب درجه کلونین می‌باشد.

انرژی شیمیایی مخلوط‌ها به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$ex_{ch} = \left[\sum_{i=1}^n x_i ex_{ch_i} + RT_0 \sum_{i=1}^n x_i \ln x_i \right] \quad (8)$$

بازده قانون اول و دوم سیکل توربین گاز از روابط زیر محاسبه می‌گردند:

$$\eta_I = \frac{W_{net}}{\dot{m}_f \cdot LHV} \quad (9)$$

$$\eta_{II} = \frac{Ex^w, net}{\dot{m}_f ex_{ch, f}} \quad (10)$$

توان مورد نیاز کمپرسور، توان تولیدی توربین و توان مفید سیستم به ترتیب از روابط زیر محاسبه می‌گردند:

$$\dot{W}_{AC} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (11)$$

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_g (h_3 - h_4) \quad (12)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC} \quad (13)$$

در جدول (1) اجزاء هوا در شرایط پروژه و در جدول (2) اجزاء سوخت مصرفی توربین در ایستگاه فراشبند نشان داده شده است:

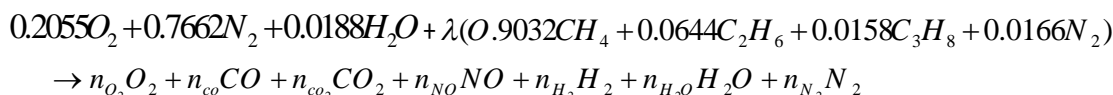
جدول 2: نسبت مولی اجزاء گاز مصرفی توربین

ماده	درصد مولی
متان	0/9032
اتان	0/06440
پروپان	0/0158
نیتروژن	0/0166

جدول 1: نسبت مولی اجزاء هوا در شرایط پروژه

ماده	درصد مولی
اکسیژن	0/2055
نیتروژن	0/7662
آب	0/0188
دی اکسید کربن	0/0003
سایر	0/0092

معادله احتراق با توجه به اجزاء سوخت و هوا در شرایط پروژه به شکل زیر می باشد:



بالانس انرژی در محفظه احتراق از رابطه زیر به دست می آید

$$\dot{m}_a h_2 + \dot{m}_f LHV = \dot{m}_g h_3 + \dot{Q}_{L,CC} \quad (14)$$

دمای هوای خروجی از کمپرسور با استفاده از روابط پلی تروپیک و راندمان ایزنتروپیک کمپرسور برای یک گاز ایده آل از معادله زیر به دست می آید:

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{AC,s}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right] \right\} \quad (15)$$

و دمای خروجی از توربین در این حالت برابر است با:

$$T_4 = T_3 \left\{ 1 - \eta_{GT} \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1 - \gamma_g}{\gamma_g}} \right] \right\} \quad (16)$$

تخریب انرژی اجزاء توربین و راندمان انرژی هر یک از اجزاء در روابط 17 تا 22 نشان داده شده است

$$\dot{E}x_{D,AC} = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{AC}^w \quad (17)$$



$$\eta_{II,AC} = 1 - \frac{\dot{E}x_{D,AC}}{\dot{E}x_{AC}^W + \dot{E}x_{c1}} \quad (18)$$

$$\dot{E}x_{D,CC} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_f - \dot{E}x_{Q,CC} - \dot{E}x_3 \quad (19)$$

$$\eta_{II,cc} = 1 - \frac{\dot{E}x_{D,cc}}{\dot{E}x_f + \dot{E}x_2} \quad (20)$$

$$\dot{E}x_{D,GT} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 - \dot{W}_{GT} \quad (21)$$

$$\eta_{II,GT} = 1 - \frac{\dot{E}x_{D,cc}}{\dot{E}x^W} \quad (22)$$

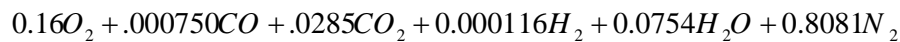
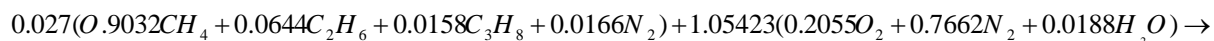
برای تحلیل هر یک از اجزا یک حجم کنترل روی هر جزء در نظر گرفته می‌شود که در این مورد باید فرضیات زیر را در نظر گرفت:

- 1- تمام فرایندها، حالت پایدار در نظر گرفته شده است
 - 2- مخلوط هوا و محصولات احتراق، گاز ایده‌آل فرض شده است
 - 3- محاسبات بر مبنای گاز ایده‌آل و گرمای ویژه متغییر انجام شده است
 - 4- سوخت تزریق شده به محفظه احتراق، گاز ایده‌آل فرض شده است
 - 5- اتلاف حرارت از محفظه احتراق 3 درصد انرژی ورودی به محفظه احتراق، فرض شده است
- در جدول (3) ترکیب گازهای خروجی از دودکش مشخص شده است که برای به‌دست آوردن خواص گاز مانند آنتروپی، آنتالپی و گرمای ویژه گاز از این ترکیبات استفاده شده است

جدول 3. نسبت مولی محصولات احتراق

نسبت مولی	ماده
0/1491	اکسیژن
0/02656	دی اکسید کربن
0/000069	مونواکسید کربن
0/07027	بخار آب
0/000108	هیدروژن
0/7532	نیتروژن

با توجه به جدول (3)، معادله احتراق پس از موازنه به شکل زیر می‌باشد:



همچنین در جدول (4) اطلاعات ترمودینامیکی مورد نیاز سیکل نشان داده شده است:

جدول 4. اطلاعات ترمودینامیکی سیکل

1/388	متوسط نسبت گرمای ویژه هوا
10/9	نسبت تراکم کمپرسور هوا
0/87	راندمان آیزنتروپیک کمپرسور هوا
0/88	راندمان آیزنتروپیک توربین
0/97	راندمان محفظه احتراق
1/33	متوسط نسبت گرمای ویژه محصولات
5%	افت فشار در محفظه احتراق
24 bar	فشار سوخت
92/1 kpa	فشار محیط
93/3 kpa	فشار اگزوز
623 °k	دمای بدنه محفظه احتراق

نتایج

در این بخش نتایج به دست آمده از تحلیل انرژی و انرژی برای سیکل توربین گاز ایستگاه فراشبند ارائه شده است. نتایج حاصل از محاسبات نشان می‌دهد که راندمان قانون اول و دوم سیکل به ترتیب: 23/05 و 23/108 می‌باشد.

در جدول (5) بالانس انرژی سیکل توربین گاز فراشبند در عملکرد آن نمایش داده شده است:

جدول 5. بالانس انرژی سیکل توربین گاز

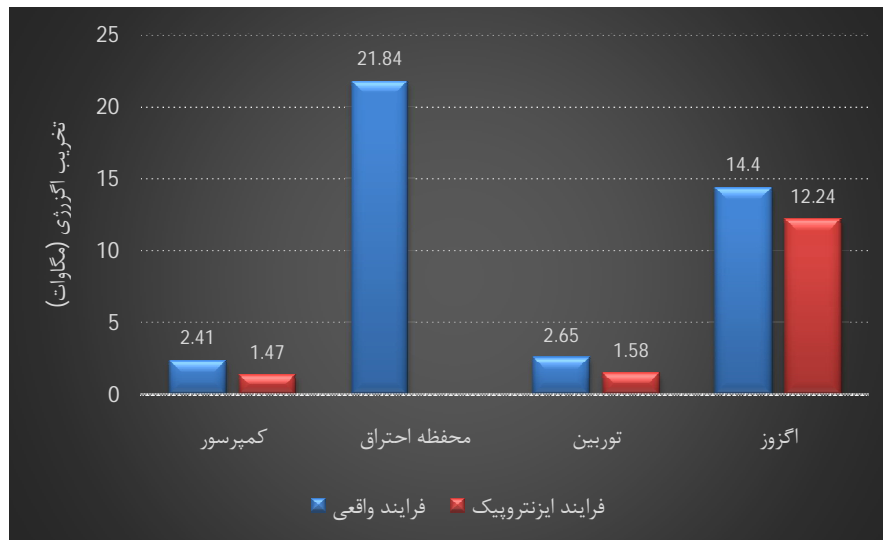
انرژی خروجی (کیلوژول بر کیلوگرم)		انرژی ورودی (کیلوژول بر کیلوگرم)	
877/86	گازهای خروجی	296/173	هوای ورودی
518/7234	کار توربین	335/057	کار کمپرسور
		765/354	حرارت ورودی
1396/58	مجموع	1396/58	مجموع

در جدول (6) تخریب انرژی اجزاء توربین گاز در دو حالت فرایند عملکردی و ایزنتروپیک نشان داده شده است. همان گونه که از جدول (6) می توان دید تخریب انرژی در محفظه احتراق از سایر اجزاء بیشتر است. دودکش در رده دوم اجزاء در تخریب انرژی قرار دارد. توربین و کمپرسور کمترین سهم را در تخریب انرژی بر عهده دارد

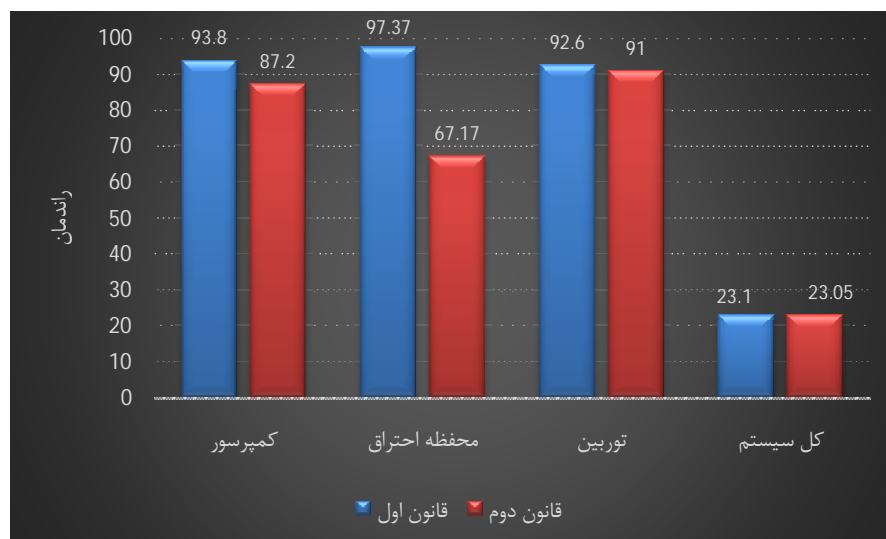
جدول 6. تخریب انرژی اجزاء توربین گاز (مگاوات)

دودکش	توربین	محفظة احتراق	کمپرسور	
14/4	2/65	21/84	2/41	فرایند واقعی
12/24	1/58		1/47	فرایند ایزنتروپیک

در شکل (2) نمودار تخریب انرژی اجزاء توربین گاز در دو فرایند واقعی و ایزنتروپیک نشان داده شده است. همان طور که از شکل (2) می توان ملاحظه کرد بیشترین تخریب انرژی مربوط به محفظه احتراق است و پس از آن دودکش بیشترین تخریب انرژی را به خود اختصاص داده است. یکی از دلایل بالای تخریب انرژی در محفظه احتراق، پروسه احتراق می باشد و به سبب آن که احتراق یک پروسه به شدت بازگشت ناپذیر می باشد و مقدار بازگشت ناپذیری در آن نسبت به سایر پروسه ها زیاد است، بدیهی است برای بهینه کردن سیکل توربین از نظر تخریب انرژی بایستی بر روی این دو جزء متمرکز شد. همچنین در شکل (3) نمودار راندمان قانون اول و دوم اجزاء و کل سیکل در شرایط عملکردی آن نشان داده شده است:



شکل 2. تخریب انرژی اجزاء توربین



شکل 3. راندمان قانون اول و دوم اجزاء و کل سیکل

در ادامه این پژوهش به بررسی عوامل تاثیر گذار بر عملکرد توربین و تخریب انرژی در اجزاء توربین پرداخته می شود که این عوامل عبارتند از:

1- دمای محیط

در بررسی تاثیر دمای محیط با ثابت بودن پارامترهای زیر تحلیل انجام شده است:

نسبت فشار کمپرسور: 11

دمای ورودی به توربین: 1200 درجه کلوین

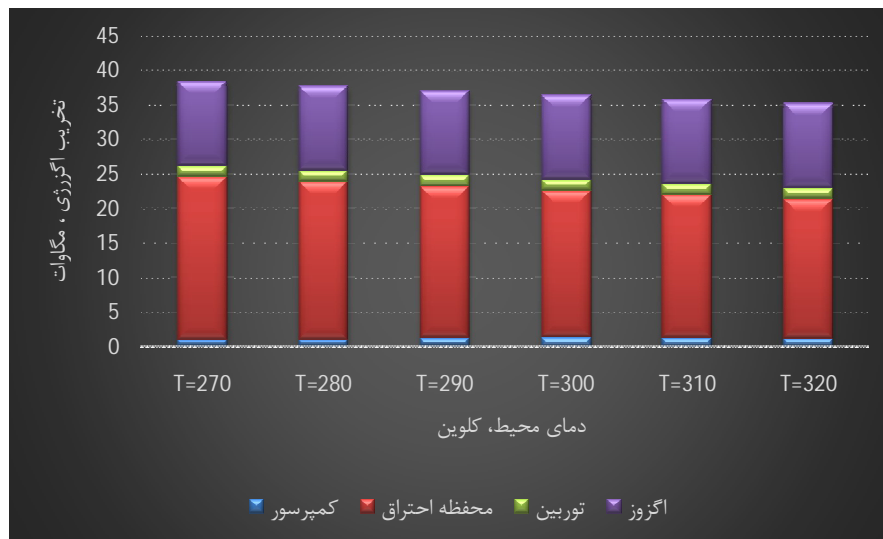
2- دمای ورودی به توربین

در این تحلیل مفروضات زیر در نظر گرفته شده است:

دمای ورودی به کمپرسور: 296 درجه کلوین

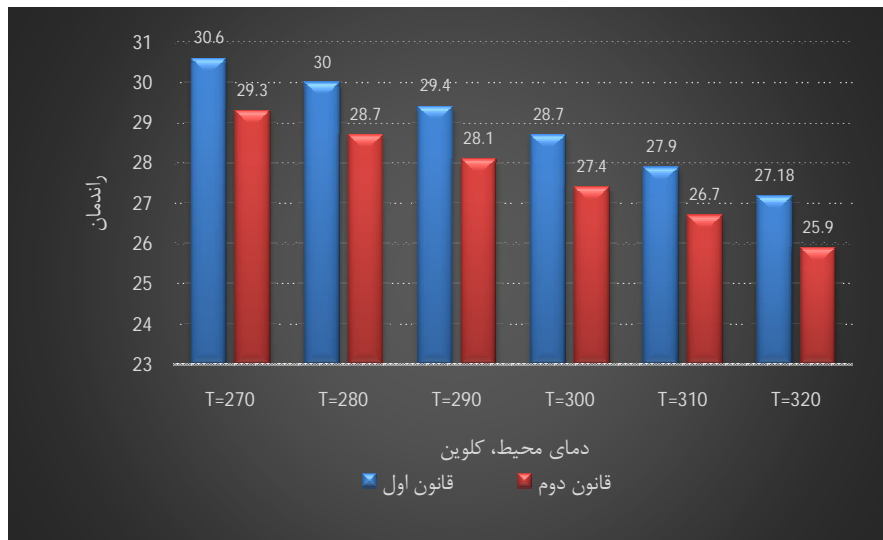
نسبت فشار کمپرسور: 11

شکل (4) تخریب اگزرژی اجزاء را در تغییرات دمای محیطی نشان می‌دهد همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش دمای محیط، نرخ کلی تخریب اگزرژی کاهش می‌یابد و این به دلیل کم شدن تخریب اگزرژی در محفظه احتراق است چرا که بیشترین تخریب اگزرژی در بین اجزاء مربوط به محفظه احتراق است. ضمناً با افزایش دمای ورودی به کمپرسور، دمای خروجی آن در یک نسبت فشار ثابت کمپرسور، افزایش می‌یابد و با افزایش دمای ورودی به محفظه احتراق ضمن کاهش اختلاف دمای ورودی و خروجی محفظه احتراق، تخریب اگزرژی در محفظه احتراق کاهش می‌یابد.



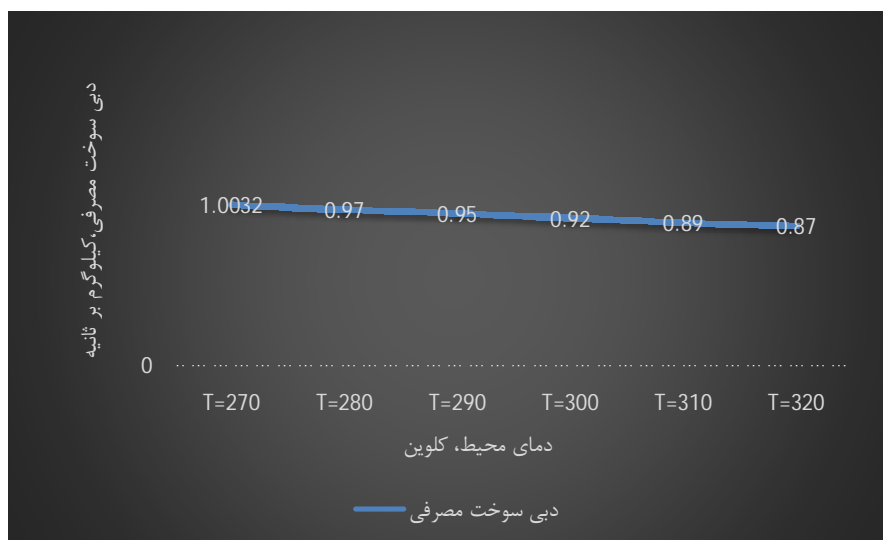
شکل 4. تخریب اگزرژی اجزاء توربین در تغییرات دمای محیطی

در شکل (5) راندمان قانون اول و دوم سیکل در تغییرات دمای محیطی نشان داده شده است همان‌گونه که مشخص است با افزایش دمای محیط، نرخ کلی راندمان کاهش می‌یابد و این به دلیل افزایش کار کمپرسور می‌باشد چرا که در یک نرخ ثابت دبی جرمی هوا، با افزایش دما چگالی کاهش می‌یابد لذا در یک نسبت تراکم ثابت، کار کمپرسور افزایش می‌یابد در نتیجه توان خالص سیکل کاهش می‌یابد.



شکل 5. راندمان قانون اول و دوم سیکل در تغییرات دمای محیطی

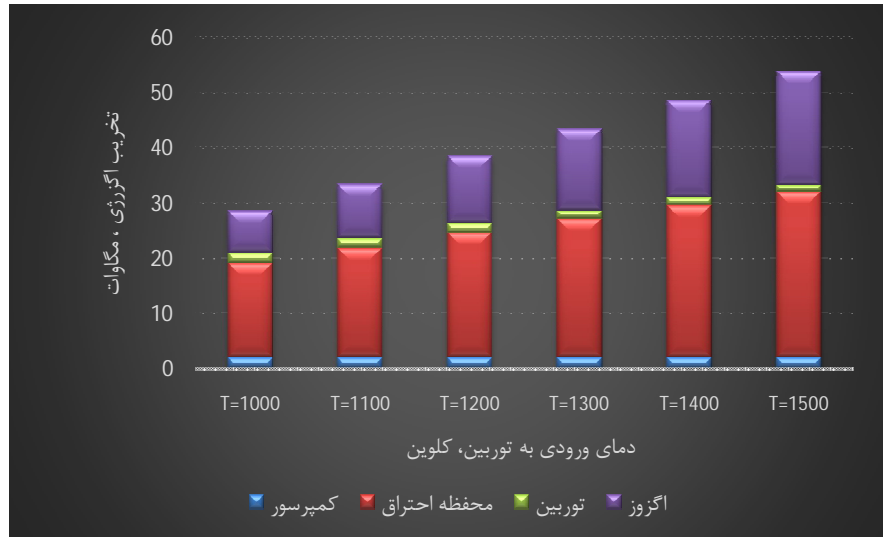
در شکل (6) نمودار دبی سوخت مصرفی در تغییرات دمای محیطی نشان داده شده است. کاهش سوخت مصرفی به دلیل بالانس انرژی در محفظه احتراق می‌باشد زیرا با افزایش دمای ورودی، انرژی هوای ورودی به محفظه احتراق افزایش یافته و برای رسیدن به یک دمای معین در ورودی توربین دبی سوخت کاهش می‌یابد.



شکل 6. دبی سوخت مصرفی در تغییرات دمای محیطی

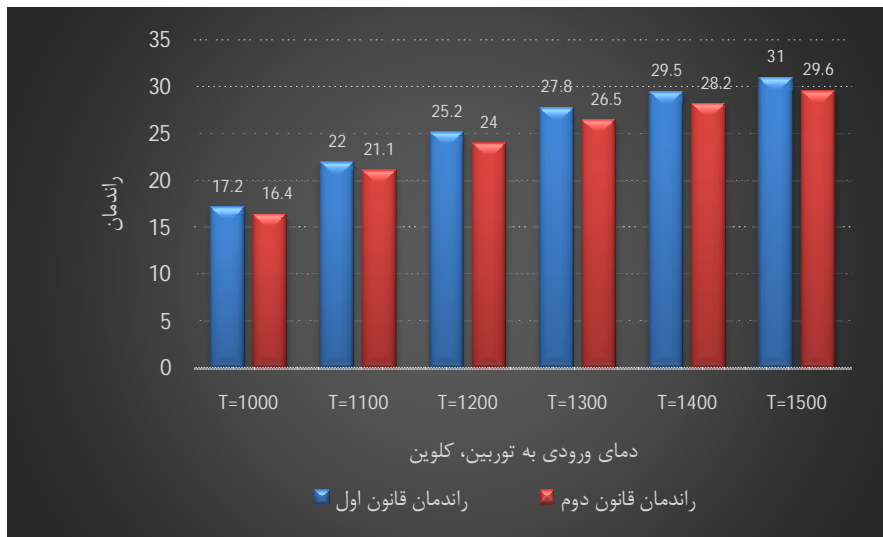
در شکل (7) تخریب انرژی اجزاء توربین گاز در تغییرات دمای ورودی به توربین نشان داده شده است مطابق شکل با افزایش دمای ورودی به توربین، نرخ کلی تخریب انرژی افزایش می‌یابد زیرا با افزایش دما

ضمن افزایش اختلاف دمای دو سر شعله، بازگشت ناپذیری افزایش می‌یابد. ضمن این‌که با افزایش دمای ورودی به توربین دمای خروجی از دودکش نیز افزایش می‌یابد در نتیجه انرژی موجود در گازهای دودکش وارد محیط می‌شود.



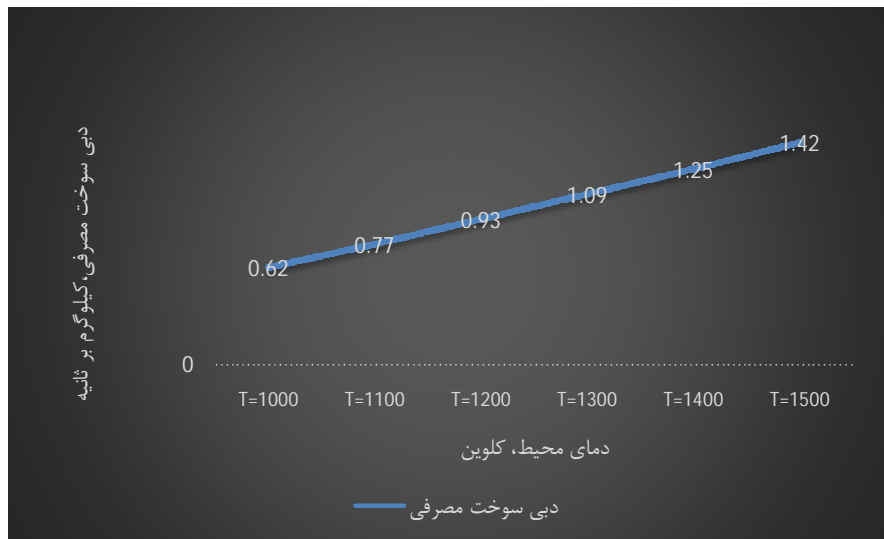
شکل 7. تخریب اگزوزی اجزاء توربین در تغییرات دمای ورودی به توربین

در شکل (8) منحنی تغییرات راندمان قانون اول و دوم اجزاء سیکل در دماهای مختلف ورودی توربین نشان داده شده است همان‌طور که در شکل نشان داده شده، با افزایش دمای ورودی توربین، راندمان نیز افزایش می‌یابد و این به دلیل افزایش توان خالص خروجی سیکل می‌باشد



شکل 8. راندمان قانون اول و دوم سیکل در تغییرات دمای ورودی به توربین

در شکل (9) تاثیر افزایش دمای ورودی به توربین را در مصرف سوخت نشان داده شده است روند افزایش دبی سوخت با توجه به معادله بالانس انرژی در محفظه احتراق با ثابت بودن دمای هوای ورودی به محفظه احتراق طبیعی و قابل پیش بینی می باشد.



شکل 9. دبی سوخت مصرفی در تغییرات دمای ورودی به توربین

نتیجه گیری و جمع بندی

در این مقاله به تحلیل انرژی و انرژی توربین گاز ایستگاه تقویت فشار فراسهند پرداخته شد. نتایج حاصل از تحلیل نشان داد که راندمان قانون اول و دوم سیکل در عملکرد آن به ترتیب برابر $23/108$ و $23/05$ می باشد. محفظه احتراق و دودکش بیشترین تخریب انرژی را در بین اجزاء توربین به خود اختصاص داده اند. نتایج نشان می دهد تخریب انرژی در محفظه احتراق برابر $21/8$ و در دودکش برابر $14/4$ مگاوات می باشد. همچنین تحقیقات نشان داد که افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق می تواند نقش تاثیرگذاری در جلوگیری از تخریب انرژی در محفظه احتراق را بر عهده داشته باشد لذا پیش گرم کردن هوای ورودی به محفظه احتراق می تواند روش موثری در جلوگیری از اتلاف انرژی در سیکل توربین گاز داشته باشد. همچنین از دیگر نتایج این پژوهش این بود که دمای هوای محیط تاثیر مستقیمی در عملکرد کمپرسور هوا دارد به طوری که با افزایش دمای محیط، راندمان سیکل به شدت کاهش می یابد لذا خنک کردن هوای ورودی به کمپرسور می تواند بر راندمان سیکل تاثیرگذار باشد. استفاده از انرژی گازهای دودکش، استفاده از یک منبع انرژی عظیمی است که بدون استفاده وارد محیط می شود. لازم به یادآوری است با افزایش دمای ورودی به توربین محدودیت هایی در مقاومت گرمایی پره ها در مقابل حرارت وجود خواهد داشت.



منابع

- [1] Moran, M.J., Sciubba ,E. April 1994 "Exergy Analysis:Principles And Practice,Journal Of Engineering For Gas Turbines And Power", ,Vol116.Pp285
- [2] Sieppel, C.,and Bereuter, R. 1960,"the theory of combined steam and gas turbine installation", brown boveri review , vol. 47, pp.83-799,
- [3] Cermak, H., and Wunsch, A.1982 , "the 125 MW combined cycle plant design features, plan performance and operating experience". ASME paper no.82 GT-323,
- [4] Facchini, B., Fiaschi, D. Manfrida, G. 2000." Exergy Analysis Of Combined Cycles Using Latest Generation Gas Turbine", Asme J. Engrg. Gas Turbine Power ,pp. 233-238
- [5] Cunhas, A. M. , da franca , M.C.H.F, de Barbosa. J. R., Travieso, L.E. , and pildis, p.2001. "An insight on inter-cooling and reheat gas-turbine cycles", Proc Inst. Mech. Engrs. Power Energy, Vol.215A,
- [6] Sue,D.C., and Chaung, c.c.,2004."Engineering design and exergy analysis for combustion gas turbine based power generation system", Energy, vol.29, pp.1183-1205,
- [7] Song,T.W. Sohn,J.L. Kim, J.H.T.S Kim, S.T. Ro, 2002. Exergy-Based Performance Analysis Of The Heavy-Duty Gas Turbine In Part-Load Operating Condition, Exergy, International Journal 2 105-112.
- [8] Cihann, A. And Hachafzog, O .And Kahvecik, K. (2006)" Energy–Exergy Analysis & Modernization Suggestions For A Combined-Cycle Power Plant", International Jornal of energy Research, vol.30,pp.115-126
- [9] Ebadi, N. J. and Bandy.M.G.2005. "Exergetic Analysis of Gas Turbine" Int.J, Vol.2, No.1
- [10] Ameri, M. Ahmadi, Y.P. and Khanmohammadi, S. 2006." exergy analysis of a 420 MW combined cycle power plant", International journal of energy, vol.31, pp.1955-1968
- [11] Sanjay,Y.,Singh,O.,and Prasad,B.N.,2007." energy and exergy analysis of steam cooled reheat gas-steam combined cycle" journal of applied. Thermal engineering, vol.27, pp.2779-2790