

بررسی اتلاف انرژی در سیکل ترکیبی توربین گازی با هوای تحتانی در مقایسه با سیکل ساده توربین گازی بر اثر تغییر دمای ماکزیمم سیکل

محسن قاضی‌خانی، هادی تک‌دهقان

استادیار، کارشناس ارشد

مشهد- دانشگاه فردوسی مشهد- دانشکده مهندسی- گروه مکانیک

چکیده

سیکل توربین گازی با هوای تحتانی بعثت نیاز به تجهیزات کمتر، هزینه پایین‌تر، زمان راه‌اندازی کوتاه‌تر و مزایای زیست محیطی بیشتر نسبت به سیکل ترکیبی متداول (گاز-بخار)، به عنوان یک جایگزین مناسب برای این سیکل در توانهای پایین مطرح می‌باشد. در این کار پژوهشی بوسیله یک کد کامپیوتری مدلسازی دقیقی از سیکل توربین گازی ساده و سیکل ترکیبی توربین گازی با هوای تحتانی صورت گرفته و تغییرات راندمان قانون دوم و اتلاف انرژی در سیکل ترکیبی با هوای تحتانی در مقایسه با سیکل توربین گازی ساده با تغییر دمای ماکزیمم سیکل بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که با تبدیل یک سیکل توربین گازی ساده به سیکل ترکیبی با هوای تحتانی، بازده قانون دوم سیکل بطور نسبی ۲۱ درصد به ازای TITهای مختلف افزایش یافته و اتلاف انرژی کل سیکل بطور نسبی ۹ درصد به ازای TITهای مختلف کاهش یافته است.

کلمات کلیدی: انرژی - دمای ماکزیمم سیکل - بازگشت‌ناپذیری - سیکل هوای تحتانی

۱- مقدمه

نیروگاههای گازی در مقایسه با نیروگاه بخار دارای هزینه احداث پایینتری بوده و همچنین دارای مزایای زیست محیطی و نیز زمان راه‌اندازی کوتاه‌تری می‌باشند. ولی نیروگاههای گازی معمول بعثت دمای بالای آگزوز، از راندمان کمتری نسبت به نیروگاههای بخار برخوردارند [۱]. به همین دلیل برای بهبود راندمان نیروگاههای گازی این نیروگاهها معمولاً بصورت سیکل ترکیبی مورد استفاده قرار می‌گیرند [۲].

طراحی سیکلهای ترکیبی توربین گازی برای نیروگاهها معمولاً بصورتی انجام می‌گیرد که ماکزیمم کار خروجی به ازای واحد دبی جرمی هوای ورودی به سیکل بدست آید. زیرا در این صورت نیروگاه پایین‌ترین مخارج ممکن را خواهد داشت [۳]. اما معمولاً مقدار کار دریافتی از سیکل ترکیبی پایین‌تر از قابلیت کاردهی سوخت ورودی به سیکل می‌باشد. علت این امر وجود بازگشت‌ناپذیریها یا اتلافهای قابلیت کاردهی در اجزاء و بخشهای مختلف سیکل می‌باشد. مقدار این اتلافها متناسب با تولید انترپی در هر قسمت است. تحلیل سیکل با استفاده از مفهوم انرژی، مقدار اتلاف انرژی در سیکل و تاثیر پارامترهای مختلف کارکرد سیکل بر این اتلافها را مشخص می‌کند.

در این کار پژوهشی با تهیه یک کد کامپیوتری مدلسازی دقیقی از سیکل نیروگاه گازی ساده و سیکل ترکیبی نیروگاه گازی با هوای تحتانی صورت گرفته است. با فرض مشخص بودن سیکل فوقانی، پارامترهای سیکل تحتانی طوری بدست آمده‌اند که ماکزیمم کار خروجی از سیکل ترکیبی با هوای تحتانی حاصل گردد. در این کار پژوهشی مقدار افزایش کار تولیدی، راندمان حرارتی و کاهش مصرف مخصوص سوخت در تبدیل نیروگاه گازی ساده به نیروگاه سیکل

ترکیبی توربین گازی با هوای تحتانی همراه با تغییرات دمای ماکزیمم سیکل مورد مطالعه قرار گرفته است. علاوه بر آن، برتری راندمان قانون دوم ترمودینامیک در این نیروگاهها در مقایسه با سیکل ساده نیروگاه گازی و درصد اتلاف انرژی یا بازگشت‌ناپذیری اجزاء مختلف این سیکل ترکیبی با تغییرات دمای ماکزیمم سیکل بدست آمده و با مقادیر مربوط به سیکل ساده مقایسه شده است.

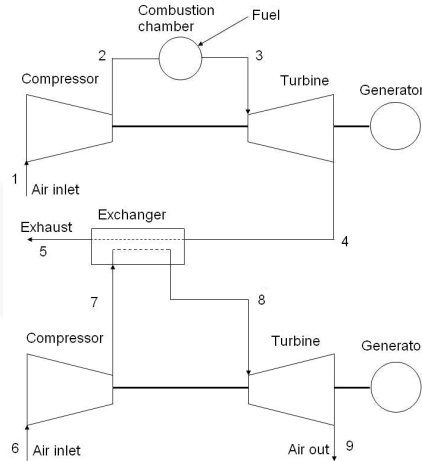
۲- سیکل ترکیبی توربین گازی با هوای تحتانی

در سیکلهای ترکیبی سعی بر این است که از انرژی بازیافت شده از آگزوز برای افزایش بازدهی و توان استفاده شود. اگر این انرژی یک سیکل بخار رنگین را بکار اندازد، سیکل ترکیبی معمول گاز-بخار را ایجاد می‌کند [۴]. اگر این انرژی برای تولید بخار آب و تزریق بخار در سیستم بکار گرفته شود سیکل ترکیبی تزریق بخار را بوجود می‌آورد [۴]. در صورتیکه این انرژی توسط یک مبدل حرارتی، یک سیکل توربین هوایی بدون احتراق را بکار اندازد سیکل ترکیبی توربین گازی با هوای تحتانی را ایجاد نموده است [۱] که موضوع بحث این مقاله است. شکل شماتیک سیکل توربین گازی با هوای تحتانی در شکل (۱) نشان داده شده است. انرژی خارج شده از آگزوز سیکل فوقانی در یک مبدل حرارتی که به عنوان منبع گرمایی سیکل تحتانی عمل می‌کند به سیال عامل سیکل تحتانی منتقل می‌شود. به این ترتیب سیکل تحتانی فاقد محفظه احتراق و به طور کل فرایند احتراق بوده و حرارت مورد نیاز آن توسط مبدل حرارتی که در سر راه آگزوز سیکل فوقانی قرار گرفته است تامین می‌شود.

برای این دما محدودیت هم وجود دارد. این دما باید به نحوی انتخاب شود که علاوه بر کارایی بهتر، هزینه ساخت کمتر، قابلیت اعتماد بیشتر و عمر طولانی تر توربین گاز را به همراه داشته باشد [۳]، [۹].

۴- اگزرژی

تحلیل اگزرژی، ترکیب قانونهای اول و دوم ترمودینامیک می باشد. با تحلیل اگزرژی می توان میزان دقیق تلفات کارایی انرژی، محل و علت آن را به نحو مطلوبی پیدا و مشخص کرد [۷]. برای مشخص کردن کارایی یک سیستم یا حجم کنترل، نه تنها فرآیندهایی که در داخل سیستم اتفاق می افتد باید مد نظر باشد، بلکه ارتباط و انتقال انرژی بین سیستم و محیط بیرون آن به جهت افت پتانسیل کار بایستی مورد توجه قرار گیرد. فقط در این صورت است که کارایی واقعی سیستم قابل ارزیابی خواهد بود [۷].



شکل ۱- شماتیک سیکل ترکیبی توربین گاز با هوای تحتانی

۱-۲- پیشینه

مفهوم توربین هوایی با منبع گرمایی خارجی موضوع جدیدی نمی باشد و از زمان اختراع توربین گاز مطرح بوده است. ولی در دهه های اخیر بیشتر به این موضوع پرداخته شده است. سیکل هوای تحتانی در سال ۱۹۸۸ توسط فارل و در سال ۱۹۹۱ توسط ویکس مطرح شد [۱]. تحقیقات بعدی روی سیکل توربین هوای تحتانی توسط وستون (۱۹۹۳)، هیز (۱۹۹۵) و بولاند (۱۹۹۶) انجام شد که نتایج آنها بر راندمان سیکل متمرکز است، زمانی که یک توربین گازی کوچک به عنوان سیکل فوقانی قرار دارد [۵]. نجار (۱۹۹۵) بهبود ۳۰ درصدی در توان خروجی و بهبود ۲۳ درصدی در بازده نسبت به سیکل ساده و رسیدن به بازده کلی ۴۹ درصد را نشان داده است. در ضمن کاهش کمتر بازده در بارهایی کمتر از بار ماکزیمم، نسبت به سیکل ساده را نشان داده است [۲]. در مورد بهینه سازی و تعیین نقطه طرح کار سیکل، فارل و بولاند نشان داده اند که در نقطه مذکور دبی جرمی سیکل فوقانی و تحتانی با یکدیگر برابر است [۵]. کوروییتسین (۱۹۹۸) افزایش ۷ تا ۱۰ درصدی بازده و افزایش ۲۰ تا ۳۵ درصدی توان را با اضافه کردن سیکل هوای تحتانی به توربین گاز هواپیما نشان داده است [۱] و آریگادا (۲۰۰۰) اثر میان سردکن را بر روی آن بررسی کرده است [۵]. در ضمن کوروییتسین (۲۰۰۲) امکان استفاده صنعتی و اقتصادی این سیکل را برای تولید همزمان توان و حرارت بررسی کرده است [۶].

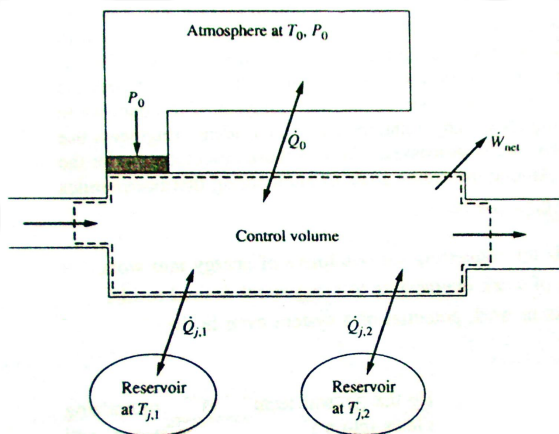
۳- دمای ماکزیمم سیکل (TIT)

دمای ماکزیمم سیکل که در خروج از محفظه احتراق رخ می دهد، جزء پارامترهای اصلی تاثیر گذارنده بر کارایی سیکل است. هر چه این دما بالاتر باشد کار تولیدی و راندمان حرارتی سیکل بیشتر خواهد بود. علت افزایش کار تولیدی با زیاد شدن TIT مربوط به افزایش انتالپی ورودی به توربین گاز بوده و باعث می شود شیب تغییرات انتالپی در توربین افزایش یابد. علت افزایش راندمان حرارتی با افزایش TIT مربوط به ویژگی توربینهای نیروگاهی با سرعت ثابت است که با افزایش توان تولیدی، تلفات اصطکاکی تقریباً ثابت می ماند. در عمل با افزایش نسبت سوخت به هوا می توانیم دمای ماکزیمم سیکل را افزایش دهیم. ولی

۴-۱- موازنه اگزرژی

در فرآیندها موازنه اگزرژی وجود ندارد، چرا که اگزرژی (پتانسیل کار) همواره در حال کم شدن است. اما در صورتیکه کم شدن اگزرژی (بازگشت ناپذیری) را به طرف دوم اضافه نمائیم می توانیم بالانس اگزرژی داشته باشیم. بالانس اگزرژی در حالت عام برای یک حجم کنترل با منابع گرمایی خارجی با دماهای T_j و علامت کار و حرارت منتقله مثبت بطرف حجم کنترل و منفی به بیرون از حجم کنترل با توجه به شکل (۲) بصورت زیر نوشته می شود [۸]:

$$\frac{d\Phi_{cv}}{dt} = \sum \dot{\Phi}_{Q_i} + \sum \dot{m}_i \psi_i - \sum \dot{m}_e \psi_e + (\dot{W}_{act} + P_0 \frac{dV_{cv}}{dt}) - \dot{I}_{total} \quad (1)$$



شکل ۲- شماتیک حجم کنترل و منابع حرارتی مرتبط با آن

در رابطه (۱) $\frac{d\Phi_{cv}}{dt}$ نرخ تغییرات زمانی اگزرژی غیرجریانی حجم کنترل است. عبارت از نرخ زمانی اگزرژی ناشی از انتقال حرارت با منابع حرارتی با دمای ثابت T_j می باشد. $\sum \dot{m}_i \psi_i$ نرخ زمانی اگزرژی جریان ورودی به حجم کنترل در فرآیند sssf است. $\sum \dot{m}_e \psi_e$ نرخ زمانی اگزرژی جریان خروجی از حجم کنترل در فرآیند sssf است.

\dot{W}_{act} توان محوری منتقل شده از حجم کنترل می‌باشد. \dot{I}_{total} نرخ بازگشت‌ناپذیری کلی حجم کنترل است. بازگشت‌ناپذیری کلی معادل مجموع بازگشت‌ناپذیری داخلی و بازگشت‌ناپذیری بعلت انتقال حرارت است [۸].

$$\dot{I}_{total} = \dot{I}_Q + \dot{I}_{C.V.} \quad (۲)$$

۴-۱-۱- موازنه انرژی در محفظه احتراق توربین گاز
فرآیند در محفظه احتراق توربینهای گازی حالت پایدار جریان پایدار است و سیال عامل در ورود و خروج با یکدیگر متفاوتند. بالانس انرژی محفظه احتراق بایستی بر مبنای تعادل شیمیایی با محیط نوشته شود [۸]. با توجه به رابطه (۱) برای فرآیند حالت پایدار جریان پایدار در محفظه احتراق داریم:

$$SSSF \Rightarrow \frac{d\Phi_{C.V.}}{dt} = 0 \quad (۳)$$

محفظه احتراق آدیباتیک فرض می‌شود. بنابراین:

$$\sum \dot{\Phi}_{Q_j} = \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) = 0 \quad (۴)$$

در محفظه احتراق کاری منتقل نمی‌شود.

$$\dot{W}_{act} = 0 \quad (۵)$$

پس با توجه به رابطه (۱) خواهیم داشت:

$$\dot{I}_{total} = \sum \dot{m}_e \psi_e - \sum \dot{m}_i \psi_i \quad (۶)$$

اگر رابطه (۶) را به صورت مولی بنویسیم خواهیم داشت:

$$\dot{I}_{total} = \sum \dot{n}_e \bar{\psi}_e - \sum \dot{n}_i \bar{\psi}_i \quad (۷)$$

مقدار انرژی جریان جرم مخلوط گازی ورودی و خروجی بر واحد مول نیز در حالت کلی با استفاده از فرمول زیر بدست می‌آید [۸]:

$$\psi_{tot} = \sum_{i=1}^n y_i \left[\bar{h}_{i,T} - \bar{h}_{i,T_0} - T_0 (\bar{s}_{i,T,P} - \bar{s}_{i,T_0,P_0}) \right] + \bar{R} T_0 \sum_{i=1}^n y_i \left(\ln \frac{y_i}{y_{i,00}} \right) \quad (۸)$$

در رابطه (۸)، y_i جزء مولی گونه i ام در مخلوط است. $y_{i,00}$ جزء مولی گونه i ام در محیط است. T_0 و P_0 دما و فشار محیط، $\bar{h}_{i,T}$ انتالپی جزء i ام در دمای T بوده و $\bar{s}_{i,T,P}$ انتروپی جزء i ام در دمای T و فشار P می‌باشد.

۴-۱-۲- بازده قانون دوم در سیکل توربین گاز

بازده قانون اول نشان می‌دهد که انرژی به چه خوبی مورد استفاده قرار گرفته است ولی بازده قانون دوم نشان می‌دهد که انرژی به چه خوبی مورد استفاده قرار گرفته است [۸]. بازده قانون دوم بصورت نسبت قابلیت کاردهی خروجی به قابلیت کاردهی ورودی تعریف می‌شود [۸]. به این ترتیب بازده قانون دوم سیکل بصورت زیر درمی‌آید:

$$\varepsilon = \frac{W_{net}}{\Psi_{ch,fuel}} \quad (۹)$$

در رابطه (۹) W_{net} کار خالص سیکل توربین گاز به ازاء واحد دبی جرمی هوای ورودی به سیکل است و $\Psi_{ch,fuel}$ انرژی شیمیایی سوخت ورودی به ازاء واحد دبی جرمی هوای ورودی به سیکل است.

۵- فرضیات محاسبات

۱- سوخت نیروگاه متان خالص در نظر گرفته شده است.

۲- تمام اجزای موجود در سیکل با فرض مهندسی، آدیباتیک و دارای حالت پایا در نظر گرفته شده‌اند.

۳- سیال عامل در همه جای سیکل بصورت گاز کامل با گرمای ویژه متغیر فرض شده و محاسبات برای یک کیلوگرم جرم هوای ورودی به سیکل فوقانی انجام شده است.

۴- شرایط محیط به عنوان مرجع محاسبه انرژی در نظر گرفته شده است. یعنی تعادل ترمومکانیکی با محیط در محاسبات انرژی ترمومکانیکی و تعادل شیمیایی با محیط در محاسبات انرژی شیمیایی به کار گرفته شده است.

۵- دبی هوای ورودی به سیکل ثابت در نظر گرفته شده است. زیرا نیروگاههای تولید توان معمولاً در سرعت ثابت به کار گرفته شده و در سرعت ثابت با تغییر دما، تغییر دبی هوای ورودی به سیکل بسیار ناچیز است [۹].

۶- راندمان آیزنتروپیک توربین و کمپرسور ثابت در نظر گرفته شده است. استفاده از راندمان آیزنتروپیک مشخص برای توربین و کمپرسور در مراجع مختلف آمده است [۱]، [۲]، [۵].

$$\eta_{comp} = 0.88 \quad (۱۰)$$

$$\eta_{turbine} = 0.89 \quad (۱۱)$$

۷- افت فشارها شامل افت فشار ناشی از فیلتراسیون هوای ورودی به سیکل پیش از ورود به کمپرسور، افت فشار در محفظه احتراق و افت فشار در مبدل حرارتی به صورت درصدی از فشار ورودی به آن قسمت در نظر گرفته شده است [۱۰].

$$\Delta P_{filter} = 0.02 P_0 \quad (۱۲)$$

$$\Delta P_{comb} = 0.03 P_2 \quad (۱۳)$$

$$\Delta P_{H.E.Air} = 0.03 P_7 \quad (۱۴)$$

$$\Delta P_{H.E.Gas} = 0.02 P_4 \quad (۱۵)$$

۸- راندمان احتراق و راندمان مکانیکی ثابت فرض شده است [۱۰].

$$\eta_{comb} = 0.98 \quad (۱۶)$$

$$\eta_{mech} = 0.99 \quad (۱۷)$$

۹- ضریب کارایی مبدل حرارتی ثابت فرض شده است [۱۱].

$$\varepsilon_{H.Exchanger} = 0.85 \quad (۱۸)$$

۱۰- ابتدا دمای ماکزیمم سیکل فوقانی 1400 K و نسبت فشار کمپرسور سیکل فوقانی (RC) برابر با ۱۰ در نظر گرفته شده است [۲]. سپس با استفاده از نرم افزار MATLAB مقادیر نسبت فشار کمپرسور سیکل تحتانی (rc) و نسبت دبی جرمی سیکل تحتانی به دبی جرمی سیکل فوقانی (\dot{m}_{ratio}) با هدف ماکزیمم کار خروجی بدست آمده‌اند. مقادیر بهینه بصورت زیر می‌باشد:

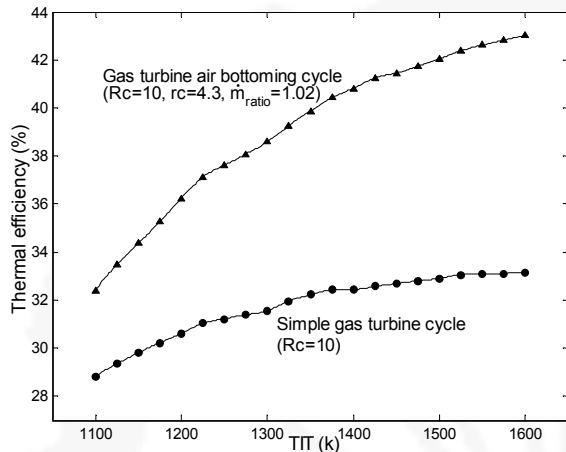
$$rc = 4.3 \quad (۱۹)$$

$$\dot{m}_{ratio} = 1.02 \quad (۲۰)$$

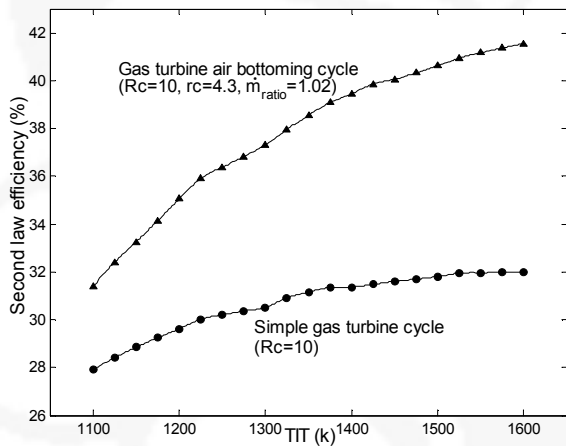
۶- مدلسازی ترمودینامیکی

برای تحلیل این سیکل یک برنامه کامپیوتری تهیه شده و برای محاسبه شرایط خروجی هر یک از اجزاء سیکل یک تابع تعریف شده

شکلهای (۴) و (۵) افزایش راندمان حرارتی و بازده قانون دوم را با تبدیل سیکل توربین گاز ساده به سیکل ترکیبی با هوای تحتانی با تغییرات TIT نشان می‌دهد. افزایش بازده قانون دوم بیانگر صرفه بودن این تبدیل با دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک است. در ضمن مشاهده می‌شود که با افزایش TIT راندمان حرارتی و بازده قانون دوم نیز افزایش یافته است. علت این افزایش در بخش ۳ توضیح داده شده است.



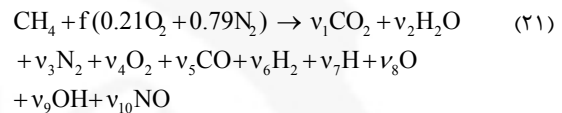
شکل ۴- تغییرات راندمان حرارتی سیکل توربین گاز ساده و سیکل ترکیبی توربین گاز با هوای تحتانی نسبت به تغییر TIT



شکل ۵- تغییرات بازده قانون دوم سیکل توربین گاز ساده و سیکل ترکیبی با هوای تحتانی نسبت به تغییر TIT

شکل (۶) کاهش مصرف مخصوص سوخت سیکل ترکیبی با هوای تحتانی را در مقایسه با سیکل توربین گاز ساده نسبت به TIT نمایش می‌دهد. این کاهش نتیجه قطعی افزایش کار تولیدی و راندمان حرارتی است که در شکلهای (۳) و (۴) مشاهده گردید.

است. مقدار خواص سیال عامل و آگزوزی آن در تمام قسمتهای سیکل محاسبه شده است. سیال عامل سیکل تحتانی هوا بوده و سیال عامل سیکل فوقانی نیز قبل از ورود به محفظه احتراق هوا می‌باشد. اما سیال عامل سیکل فوقانی پس از محفظه احتراق تغییر ماهیت داده و برای محاسبه خواص ترمودینامیکی و آگزوزی گازهای خروجی از محفظه احتراق نیاز به محاسبه کسر مولی گونه‌های موجود در آن می‌باشد. در این محاسبه تنها ۱۰ گونه اصلی موجود در محصولات احتراق در نظر گرفته شده و فرآیند احتراق متان به صورت زیر در نظر گرفته شده است:

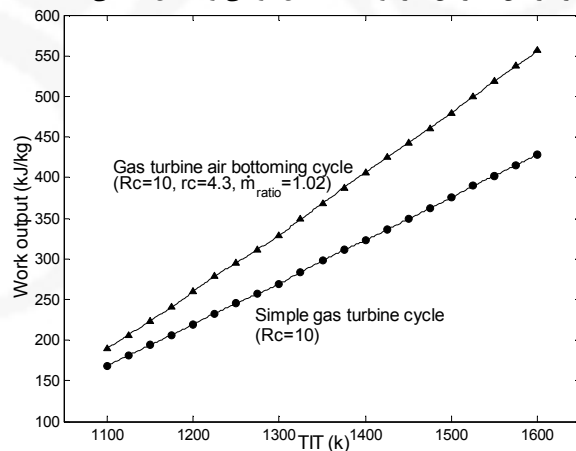


دما و فشار هوا و سوخت ورودی به محفظه احتراق و همچنین دما و فشار محصولات خروجی از محفظه احتراق مشخص می‌باشد. برای محاسبه ضرایب واکنش فوق (ضرایب محصولات احتراق و f ، جمعاً بازده مجهول)، دستگاه معادلات مربوط به واکنش احتراق، شامل ۴ معادله بالانس جرمی، ۶ معادله مربوط به واکنشهای تعادلی گونه‌های مختلف و یک معادله انرژی حل شده است. این دستگاه معادلات شامل معادلات جبری خطی و غیرخطی بوده و از روش نیوتن برای حل آن استفاده شده است. پس از محاسبه مجهولات، با استفاده از روابط مربوط به مخلوط گازهای کامل [۸]، خواص ترمودینامیکی و آگزوزی محصولات خروجی محاسبه شده است.

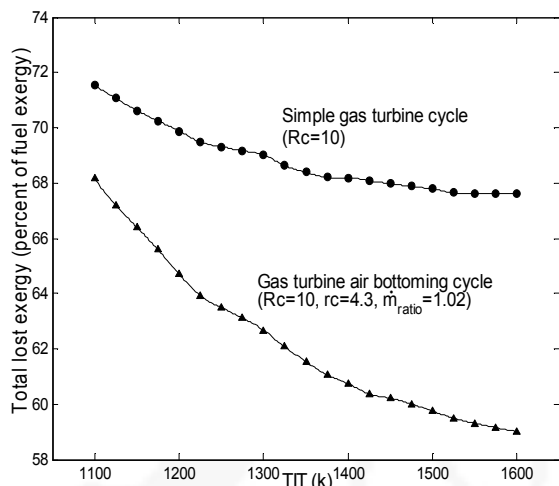
در مورد مبدل حرارتی نیز شرایط هوا و گاز ورودی به آن مشخص می‌باشد. با اعمال معادله انرژی و تعریف ضریب کارایی مبدل حرارتی، شرایط هوا و گاز در خروج از مبدل بر اساس نسبت دبی جرمی سیکل فوقانی و تحتانی بدست آمده است.

۷- نتایج و بحث

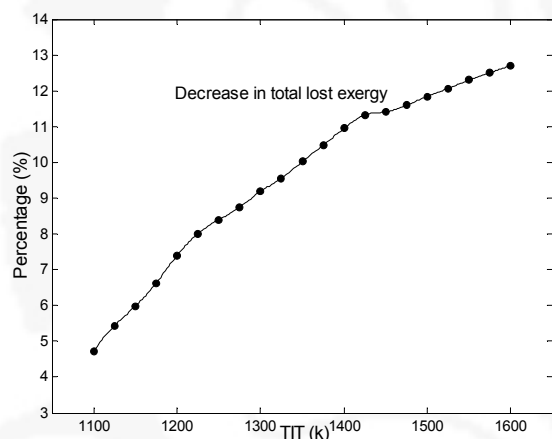
شکل (۳) افزایش کار تولیدی را با تبدیل سیکل ساده توربین گاز به سیکل ترکیبی با هوای تحتانی نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که شیب تغییرات منحنی مربوط به سیکل ترکیبی بیشتر است. علت این امر افزایش همزمان کار تولیدی سیکل فوقانی و سیکل تحتانی است.



شکل ۳- تغییرات کار تولیدی سیکل توربین گاز ساده و سیکل ترکیبی با هوای تحتانی نسبت به تغییر TIT

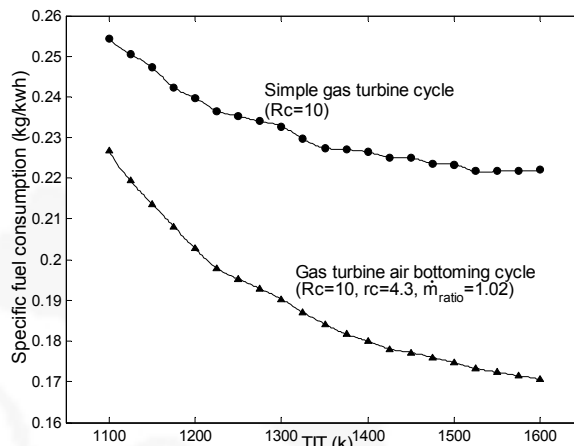


شکل ۸- تغییرات اتلاف انرژی کل در سیکل توربین گاز ساده و سیکل ترکیبی با هوای تحتانی نسبت به تغییر TIT



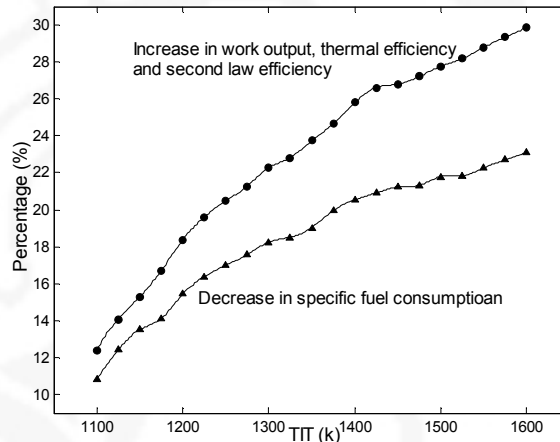
شکل ۹- درصد کاهش اتلاف انرژی کل سیکل ترکیبی با هوای تحتانی در مقایسه با سیکل توربین گاز ساده نسبت به تغییر TIT

شکل (۱۰) کاهش انرژی ازگزرژی ازگروز را با تبدیل سیکل توربین گاز ساده به سیکل ترکیبی با هوای تحتانی با تغییر TIT نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که انرژی ازگزرژی در سیکل ترکیبی با هوای تحتانی نسبت به سیکل توربین گاز ساده کاهش قابل ملاحظه‌ای یافته است. علت این امر استفاده از انرژی ازگروز سیکل فوقانی برای تولید کار در سیکل تحتانی می‌باشد.



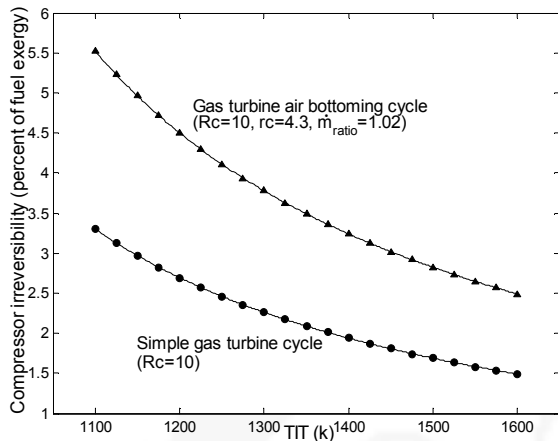
شکل ۶- تغییرات مصرف مخصوص سوخت سیکل توربین گاز ساده و سیکل ترکیبی با هوای تحتانی نسبت به تغییر TIT

شکل (۷) درصد افزایش کار تولیدی، راندمان حرارتی و راندمان قانون دوم و کاهش مصرف مخصوص سوخت سیکل ترکیبی با هوای تحتانی را در مقایسه با سیکل توربین گاز ساده نسبت به تغییر TIT نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که با تبدیل یک نیروگاه توربین گاز ساده به سیکل ترکیبی با هوای تحتانی کار تولیدی، راندمان حرارتی و راندمان قانون دوم نیروگاه بطور نسبی بین ۱۲ تا ۳۰ درصد به ازای TITهای مختلف افزایش یافته و مصرف مخصوص سوخت نیروگاه نیز بطور نسبی بین ۱۱ تا ۲۳ درصد به ازای TITهای مختلف کاهش یافته است.

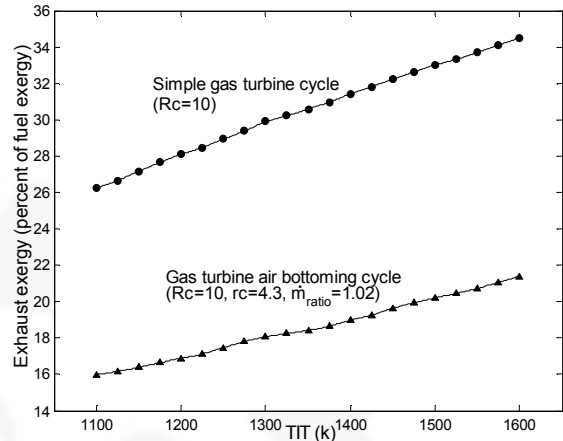


شکل ۷- درصد افزایش کار تولیدی، راندمان حرارتی و بازده قانون دوم و کاهش مصرف مخصوص سوخت سیکل ترکیبی با هوای تحتانی در مقایسه با سیکل توربین گاز ساده نسبت به تغییر TIT

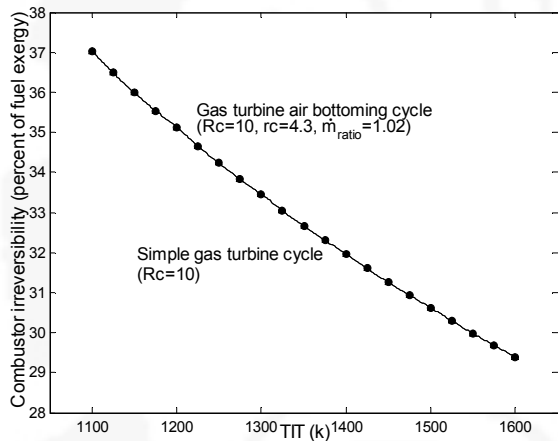
شکل (۸) اتلاف انرژی کل را در سیکل ترکیبی با هوای تحتانی در مقایسه با سیکل ساده با تغییر TIT نشان می‌دهد. همانطور که در شکل ملاحظه می‌شود، علی‌رغم پیچیده شدن سیکل ترکیبی، اتلاف انرژی ازگزرژی کاهش یافته است. شکل (۹) نیز درصد این کاهش را نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که با تبدیل یک نیروگاه توربین گازی ساده به نیروگاه سیکل ترکیبی با هوای تحتانی اتلاف انرژی کل بین ۵ تا ۱۳ درصد به ازای TITهای مختلف کاهش یافته است.



شکل ۱۲- تغییرات بازگشت‌ناپذیری کمپرسور سیکل توربین گاز ساده و کمپرسورهای سیکل ترکیبی با هوای تحتانی نسبت به TIT

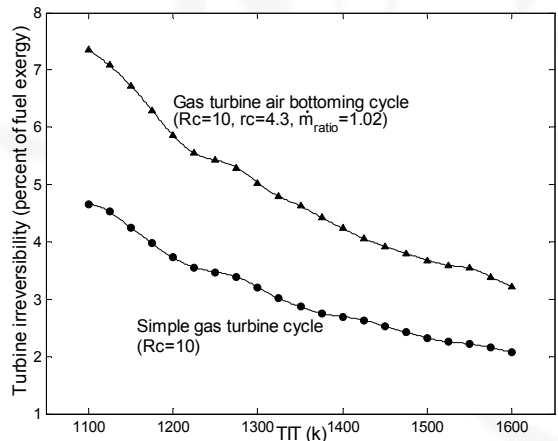


شکل ۱۰- تغییرات انرژی اگزوز سیکل توربین گاز ساده و سیکل ترکیبی با هوای تحتانی نسبت به تغییر TIT

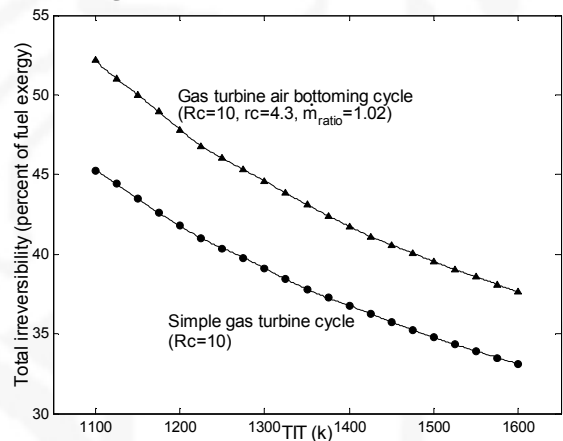


شکل ۱۳- تغییرات بازگشت‌ناپذیری محفظه احتراق سیکل توربین گاز ساده و محفظه احتراق سیکل ترکیبی با هوای تحتانی نسبت به تغییر TIT

شکل (۱۱) افزایش بازگشت‌ناپذیری کل را با تبدیل سیکل توربین گاز ساده به سیکل ترکیبی با هوای تحتانی با تغییر TIT نشان می‌دهد. علت این افزایش، اضافه شدن بازگشت‌ناپذیری اجزاء سیکل ترکیبی با هوای تحتانی در مقایسه با اجزاء سیکل توربین گاز ساده می‌باشد. البته بایستی توجه داشت که افزایش بازگشت‌ناپذیری اجزاء سیکل ترکیبی در مقایسه با سیکل ساده امتیاز منفی برای سیکل ترکیبی نیست. زیرا این افزایش بازگشت‌ناپذیری همراه با کاهش انرژی تلف شده در اگزوز بوده و در مجموع با توجه به شکل (۸) اتلاف انرژی کل سیکل کاهش یافته و با توجه به شکل (۳) کار تولیدی سیکل افزایش می‌یابد.



شکل ۱۴- تغییرات بازگشت‌ناپذیری توربین در سیکل گازی ساده و توربینهای سیکل ترکیبی با هوای تحتانی نسبت به تغییر TIT



شکل ۱۱- تغییرات بازگشت‌ناپذیری کل سیکل توربین گاز ساده و سیکل ترکیبی با هوای تحتانی نسبت به تغییر TIT

در شکل‌های (۱۲) و (۱۳) و (۱۴) بازگشت‌ناپذیری اجزاء سیکل توربین گاز ساده و سیکل ترکیبی با هوای تحتانی با یکدیگر مقایسه شده است. ملاحظه می‌شود که با افزایش TIT بازگشت‌ناپذیری توربین، کمپرسور و محفظه احتراق نسبت به واحد انرژی سوخت مصرفی کاهش می‌یابد. این امر تایید کننده افزایش کارایی سیکل با افزایش TIT است.

شکل (۱۲) بازگشت‌ناپذیری کمپرسور سیکل توربین گاز ساده و کمپرسورهای سیکل ترکیبی با هوای تحتانی نسبت به تغییر TIT را

۴- اضافه شدن مبدل حرارتی در سیکل ترکیبی اتلاف انرژی ناچیزی (بطور متوسط ۲ درصد از انرژی سوخت ورودی) را سبب شده است.

۹- فهرست علائم

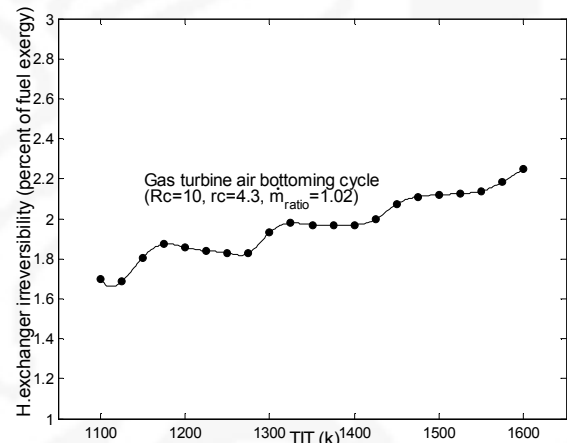
kj/kg	انرژی غیرحرارتی حجم کنترل	Φ_{CV}
kj/kg	انرژی ناشی از انتقال حرارت با منبع حرارتی با دمای ثابت T_j	Φ_{Q_j}
kj/kg	انرژی جریان ورودی به حجم کنترل در فرآیند حالت پایدار جریان پایدار	Ψ_i
kj/kg	انرژی جریان خروجی از حجم کنترل در فرآیند حالت پایدار جریان پایدار	Ψ_e
kw	توان محوری منتقل شده از حجم کنترل	\dot{W}_{act}
kj/kg	بازگشت‌ناپذیری کلی حجم کنترل	I_{total}
kpa	فشار محیط	P_0
kj/kg	بازگشت‌ناپذیری ناشی از انتقال حرارت	I_Q
kj/kg	بازگشت‌ناپذیری داخلی حجم کنترل	I_{CV}
k	دمای محیط	T_0
k	دمای منبع حرارتی	T_j
kj/kmol	انرژی کل جریان جرم بر واحد مول	Ψ_{tot}
-	جزء مولی گونه i ام در مخلوط	y_i
-	جزء مولی گونه i ام در محیط	$y_{i,00}$
kj/kmol	انتالپی جزء i ام بر واحد مول در دمای T	$h_{i,T}$
kj/kmol.k	انرژی جزء i ام بر واحد مول در دمای T و فشار P	$S_{i,T,P}$
-	بازده قانون دوم سیکل	ϵ_{cycle}
kj/kg	کار خالص سیکل توربین گاز به ازاء واحد دبی جرمی هوای ورودی به سیکل	W_{net}
kj/kg	انرژی شیمیایی سوخت ورودی به ازاء واحد دبی جرمی هوای ورودی به سیکل	$\Psi_{ch, fuel}$
-	راندمان آیزنتروپیک کمپرسور	η_{comp}
-	راندمان آیزنتروپیک توربین	$\eta_{turbine}$
-	افت فشار در فیلتراسیون هوای ورودی به سیکل	ΔP_{filter}
-	افت فشار در محفظه احتراق	ΔP_{comb}
-	افت فشار مبدل حرارتی در سمت هوا	$\Delta P_{H.E.Air}$
-	افت فشار مبدل حرارتی در سمت گاز	$\Delta P_{H.E.Gas}$
-	راندمان احتراق	η_{comb}
-	راندمان مکانیکی	η_{mech}
-	ضریب کارایی مبدل حرارتی	$\epsilon_{H.Exchanger}$
-	نسبت فشار کمپرسور سیکل تحتانی	rc
-	نسبت دبی جرمی سیکل تحتانی به دبی جرمی سیکل فوقانی	\dot{m}_{ratio}

نشان می‌دهد. در سیکل ترکیبی با هوای تحتانی با توجه به وجود دو کمپرسور، درصد بازگشت‌ناپذیری کمپرسورها زیادتر شده است.

شکل (۱۳) بازگشت‌ناپذیری محفظه احتراق را در دو سیکل نسبت به تغییر TIT نشان می‌دهد. بازگشت‌ناپذیری محفظه احتراق نسبت به سایر اجزاء سیکل زیاد می‌باشد. علت این امر ارزش حرارتی زیاد آزاد شده برای فرآیند احتراق است که موجب تولید انترپنی زیاد در این جزء از سیکل می‌گردد. بازگشت‌ناپذیری محفظه احتراق در دو سیکل با یکدیگر برابر می‌باشد. زیرا در این تحقیق فرض شده است که سیکل هوای تحتانی به یک سیکل توربین گاز مشخص اضافه شود.

شکل (۱۴) بازگشت‌ناپذیری توربین در سیکل گازی ساده و توربینهای سیکل ترکیبی با هوای تحتانی نسبت به تغییر TIT را نشان می‌دهد. در سیکل با هوای تحتانی با توجه به وجود دو توربین، درصد بازگشت‌ناپذیری توربینها زیادتر شده است.

شکل (۱۵) بازگشت‌ناپذیری مبدل حرارتی در سیکل ترکیبی با هوای تحتانی را نسبت به تغییر TIT نشان می‌دهد. مبدل حرارتی نیز همچون توربین و کمپرسور مقدار کمی از اتلاف انرژی کل را تشکیل می‌دهد. پایین بودن بازگشت‌ناپذیری در مبدل حرارتی نشانگر آن است که اضافه شدن مبدل در سیکل ترکیبی اتلاف انرژی ناچیزی را سبب شده است. با افزایش TIT اختلاف دمای دو سمت مبدل بیشتر شده و در نتیجه تولید انترپنی و بازگشت‌ناپذیری آن نیز افزایش می‌یابد.



شکل ۱۵- تغییرات بازگشت‌ناپذیری مبدل حرارتی در سیکل ترکیبی با هوای تحتانی نسبت به تغییر TIT

۸- نتیجه‌گیری

۱- با تبدیل یک نیروگاه توربین گاز ساده به نیروگاه سیکل ترکیبی با هوای تحتانی، مقدار کار تولیدی، راندمان حرارتی و راندمان قانون دوم نیروگاه بطور نسبی ۲۱ درصد به ازای TITهای مختلف افزایش یافته است.

۲- با تبدیل یک نیروگاه توربین گاز ساده به نیروگاه سیکل ترکیبی با هوای تحتانی، مقدار مصرف مخصوص سوخت نیروگاه بطور نسبی ۱۷ درصد به ازای TITهای مختلف کاهش یافته است.

۳- با تبدیل یک نیروگاه توربین گاز ساده به سیکل ترکیبی توربین گاز با هوای تحتانی اتلاف انرژی کل سیکل بطور نسبی ۹ درصد به ازای TITهای مختلف کاهش یافته است.

۹- مراجع

1. Korobitsyn, M.A., 1998, New and Advanced Energy Conversion Technologies, Analysis of Cogeneration, Combined and Integrated Cycles, Febodruk BV, Enschede, Anja Astapova, Amsterdam.
2. Najjar, Y.S.H., and M.S. Zamout, 1996, Performance Analysis of Gas Turbine Air Bottoming Combined System, Energy Conversion and Management, Volume 37, Issue 4, PP 399-403.
۳. ن. خارتچنکو، ۱۳۸۰، سیستمهای انرژی پیشرفته، انتشارات دانشگاه فردوسی مشهد.
4. Horlock, J.H., 1992, Combined Power Plants Including Combined Cycle Gas Turbine (CCGT) Plants, Printed in UK. by B.P.C.C..
5. Áriagada, J., and Assadi, M., 2000, Air Bottoming Cycle for Gas Turbine, Proceeding of The 4th Conference of Iranian Society of Mechanical Engineering, Tehran, Iran, PP447-454.
6. Korobitsyn, M.A., 2002, Industrial Application of The Air Bottoming Cycle, Energy Conversion and Management, 43, PP 1311-1322.
7. Rosen, M.A., 2002, Clarifying Thermodynamic Efficiencies and Losses via Exergy, Exergy an international journal, PP 3-5.
8. Wark, K., 1995, Advanced Thermodynamics For Engineers, McGraw-Hill Inc.
۹. محسن قاضی‌خانی، داود تفضلی و نیما منشوری، ۱۳۸۱، تاثیر تغییر دمای محیط بر عملکرد توربینهای گازی GE-F5، نشریه انرژی ایران، سال هفتم، شماره ۱۵.
10. Cohen, H., and Rogers, G.F.C., and Saravanamuttoo, H.I.H., 1996, Gas turbine Theory, Longman Group Limited.
11. Incropera, F.P., and De Witt, D.P., 1996, Introduction to Heat Transfer, John Wiley & Sons Inc.