

## بررسی اثر پارامترهای مهم طراحی از دیدگاه آنالیز انرژی در یک سیکل همزمان تولید برق و حرارت (CHP)

حمزه آقابابایی<sup>۱</sup>، محمدرضا حبیبی<sup>۲</sup>، مهرداد اعظمی<sup>۳</sup>

Mehrdadazami@yahoo.com

- ۱- کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد علوم و تحقیقات تهران  
 ۲- استادیار پژوهشی پژوهشگاه صنعت نفت  
 ۳- باشگاه پژوهشگران جوان و نخبگان، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد اسلامشهر

### چکیده

در این مقاله با بررسی سیکل همزمان تولید برق و حرارت از دیدگاه انرژی و انرژی اقتصادی، تاثیر نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی به توربین گاز و فشار بخار بویلر بازیاب بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که بازده انرژی و انرژی سیکل CHP از سیکل توربین گاز بیشتر بوده و بیشترین اتلاف انرژی در محفظه احتراق می‌باشد. بازده انرژی با افزایش نسبت فشار کمپرسور تا یک مقدار بهینه ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. با افزایش دمای ورودی به توربین گاز بازده انرژی افزایش، اتلاف انرژی و میزان نرخ هزینه تلفات انرژی کاهش می‌یابد. با افزایش دمای بخار اشباع در سیکل CHP، بازده انرژی کاهش ولی بازده انرژی افزایش می‌یابد.

واژگان کلیدی: انرژی، انرژی، انرژی اقتصادی، تولید همزمان، نسبت فشار کمپرسور، فشار بخار بویلر بازیاب.

تاریخ دریافت مقاله : ۹۶/۱۱/۲۸  
 تاریخ پذیرش مقاله : ۹۷/۰۵/۱۴

## ۱- مقدمه

حرکت به سوی بهینه‌سازی انرژی همواره حامل سه موضوع انرژی، اقتصاد و محیط زیست به عنوان ارکان اصلی بوده است و کشورهای صنعتی در ازای این حرکت سودهای قابل توجهی را همزمان با ارتقاء استانداردهای زیست‌محیطی، عاید اقتصاد خود نموده‌اند. در کشور ایران به علت ارزان بودن انرژی، اقدامات اساسی درخصوص چگونگی مصرف انرژی و راه‌های کاهش مصرف آن انجام نشده است. اما به تدریج با توجه به جهانی شدن اقتصاد و تجارت، قیمت انرژی مصرفی به سطح قیمت‌های بین‌المللی رسیده و مصرف و اتلاف بی‌رویه آن به سرمایه‌های ملی و چرخه اقتصادی کشور لطمه زده و محیط زیست را در معرض خطر قرار می‌دهد؛ لذا یافتن راهکارهایی برای بهینه‌سازی مصرف انرژی در نیروگاه‌ها که یکی از پرمصرف‌ترین صنایع کشور می‌باشند، از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است.

تولید همزمان از لحاظ ترمودینامیکی به معنای تولید دو یا چند شکل از انرژی با استفاده از یک منبع انرژی اولیه می‌باشد. تولید همزمان برق و حرارت یک روش صرفه جویی انرژی است که در آن با استفاده از اساس کار توربین‌های گاز، توربین‌های بخار و موتورهای احتراقی، برق و حرارت به طور همزمان تولید و حرارت حاصل جهت تأمین گرمایش یا سرمایش استفاده می‌شود. منبع انرژی اولیه سوخت‌های فسیلی، زیست توده، زمین گرمایی یا انرژی خورشیدی است.

یک سیستم تولید همزمان دارای چهار عنصر اساسی نیروی محرک اولیه، ژنراتور الکتریکی، سیستم بازیافت حرارت و سیستم کنترلی مناسب می‌باشد. محرک اولیه بر اساس شرایط و موقعیت می‌تواند یک توربین بخار، توربین گاز، میکروتوربین، موتورهای پیستونی احتراق داخلی و یا تکنولوژی‌های دیگری نظیر موتورهای استرلینگ و پیل سوختی باشد. محرک اصلی با به حرکت در آوردن ژنراتور الکتریکی برق تولید کرده و تولید حرارت مناسب توسط تجهیزات بازیافت حرارت، صورت می‌گیرد.

امروزه از سیستم‌های تولید همزمان برق و حرارت در کشتی‌ها و ناوهای جنگی برای تولید برق مورد نیاز کشتی و سرمایش و گرمایش داخلی کشتی می‌توان استفاده نمود زیرا این سیستم‌ها از نظر مصرف انرژی بسیار مقرون به صرفه می‌باشند.

کای و یانگ [۱] در سال ۲۰۰۶ با آنالیز سیکل توربین گاز احیا مجدد، تاثیر برخی از پارامترهای چرخه از جمله درجه حرارت، نسبت فشار، افت فشار از طریق احیا مجدد، و درجه حرارت در ورودی جبران کننده را مورد بررسی قرار دادند.

امیری و همکارانش [۲] با بررسی یک نیروگاه سیکل ترکیبی ۴۲۰ مگاواتی با استفاده از تجزیه و تحلیل انرژی به این نتیجه رسیدند که بیشترین عامل بازگشت ناپذیری در سیکل، مربوط به مولد بخار بازیاب می‌باشد.

عبدالخلیق و دینسر [۳] در سال ۲۰۱۱ روش انرژی برای تجزیه و تحلیل توزیع چرخه توربین گاز با هوای ورودی را مورد بررسی قرار دادند و نشان دادند که بازده انرژی و راندمان انرژی در یک نیروگاه تولید همزمان با تغییر نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین تغییر قابل ملاحظه‌ای می‌کند.

برزگر و همکارانش [۴] در سال ۲۰۱۱ آنالیز انرژی، انرژی اقتصادی، انرژی محیطی و بهینه‌سازی آن را با استفاده از نرم افزار الگوریتم ژنتیک برای یک سیستم تولید همزمان برق و حرارت انجام دادند. آن‌ها نشان دادند که افزایش فشار درام بالا و فشار کم باعث افزایش کارایی انرژی (HRSG) و همچنین دمای پینچ کوچکتر مربوط به آن است.

عامری و همکارانش [۵] آنالیز انرژی، انرژی و انرژی اقتصادی را برای یک نیروگاه بخار نمونه انجام دادند و اثر تغییرات بار و دمای محیط را بررسی نمودند. آن‌ها یک مدل کامل ترمودینامیکی یکی از نیروگاه‌های توربین گاز در ایران را مورد بررسی قرار دادند. نشان دادند که محفظه احتراق (CC) بیشترین اجزای مخرب را در مقایسه با اجزای سیکل دارد. همچنین، قابلیت انرژی آن کمتر از اجزای دیگر است که به علت دمای بالا است. علاوه بر این، مشخص شد که با افزایش TIT (دمای ورودی توربین گاز)، تخریب انرژی این جزء می‌تواند کاهش یابد. از سوی دیگر، هزینه تخریب انرژی، که یک عملکرد مستقیم از

تخریب انرژی است، برای محفظه احتراق بالا است فراش و همکارانش [۶] در سال ۲۰۱۳ تحلیل انرژی، انرژی و انرژی اقتصادی را برای یک توربین گازی انجام دادند. نتایج این مطالعه نشان می‌دهد که بیشترین تخریب انرژی در محفظه احتراق (CC) اتفاق می‌افتد، که در آن

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gZ \quad (8)$$

$$\Delta\psi = \psi_2 - \psi_1 \quad (9)$$

تعادل انرژی برای یک حجم کنترل در حالت پایا مطابق رابطه (۱۰) بیان می‌شود.

$$\dot{I} = (\sum \dot{m}_{in} \psi_{in} - \sum \dot{m}_{out} \psi_{out}) + \sum (1 - \frac{T_0}{T_k}) \dot{Q}_k - \dot{W}_k \quad (10)$$

طبق رابطه (۱۰) بازگشت ناپذیری برابر است با کاهش انرژی جریان‌های جرمی، به علاوه انرژی در اثر نرخ انتقال حرارت  $Q_k$  در  $T_k$  منهای افزایش انرژی محیط در اثر دریافت کار واقعی. بنابراین نرخ بازگشت ناپذیری برابر با نرخ اتلاف انرژی است که نسبت مستقیم با تولید آنتروپی دارد.

شاخه ای از علم مهندسی که از ترکیب تحلیل انرژی و قوانین اقتصادی به وجود می‌آید را ترمودینامیک اقتصادی می‌گویند. طراح سیستم‌های حرارتی، به کمک این علم، اطلاعاتی را به دست می‌آورد که با تحلیل انرژی و تحلیل اقتصادی به تنهایی به دست نمی‌آید. این اطلاعات برای طراحی و عملکرد بهینه سیستم از لحاظ اقتصادی ضروری است. هدف از بررسی ترمودینامیکی اقتصادی سیستم‌ها، مینیمم کردن قیمت انرژی است. چون قسمت ترمو دینامیکی آن بر پایه قوانین اقتصادی بنا نهاده شده است اصطلاح انرژی اقتصادی برای توصیف تحلیل انرژی اقتصادی بکار می‌رود.

هدف از تحلیل انرژی اقتصادی، محاسبه قیمت جداگانه هر یک از محصولات تولید شده از طریق سیستم، دانستن فرایند قیمت انرژی محصولات، بهینه کردن جداگانه متغیرهای ترمودینامیکی در اجزای سیستم و بهینه کردن کل سیستم است.

محاسبات قیمت در یک سیستم از مراحل تعیین قیمت واقعی محصولات، فراهم کردن روشی معقول برای قیمت گذاری محصولات و فراهم کردن اطلاعات درباره عواملی که محاسبات براساس آن انجام می‌گردد، تشکیل شده است.

بالانس انرژی برای سیستمی که حرارت دریافت کرده و کار تولید می‌کند، مطابق رابطه (۱۱) بیان می‌شود.

$$\sum \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_k \quad (11)$$

درجه حرارت زیاد است. همچنین نتایج تغییر بار از توربین گاز نشان می‌دهد که کاهش بار توربین گاز منجر به کاهش انرژی چرخه و همچنین تمام اجزاء خواهد شد. در اکثر مطالعات گذشته تاثیر نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی به توربین گاز و فشار بخار بویلر بازیاب در یک سیکل همزمان تولید برق و حرارت از دیدگاه انرژی و انرژی اقتصادی بررسی نشده است که در این مقاله تاثیر این پارامترها بر روی سیکل‌های همزمان تولید برق و حرارت مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

## ۲- مفاهیم و روابط اساسی

یک سیستم بسته یک سیستم جرم کنترل بوده که هیچ جرمی از آن خارج نمی‌شود بنابراین جرم در یک سیستم بسته ثابت مانده و معادله موازنه انرژی برای یک سیستم بسته به صورت روابط (۱) تا (۴) بیان می‌شود.

$$Q - W = \Delta E \quad (1)$$

$$\Delta E = \Delta U + \Delta E_k + \Delta E_p \quad (2)$$

$$E_k = \frac{1}{2} m V^2 \quad (3)$$

$$E_p = mgh \quad (4)$$

حجم کنترل یک سیستم باز است که در آن جرم تغییر می‌کند. معادله موازنه انرژی به صورت رابطه (۵) بیان می‌شود.

$$\frac{dE_{c,v}}{dt} = \sum \dot{m}_i (h_i + \frac{V_i^2}{2} + gZ_i) - \sum \dot{m}_e (h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e) + \dot{Q}_{c,v} - \dot{W}_{c,v} \quad (5)$$

انرژی حداکثر کار مفیدی است که یک سیستم طی یک فرایند بازگشت پذیر از حالت اولیه مشخص تا حالت مرده (حالت محیط) طی می‌کند. انرژی بر واحد جرم برای یک سیستم بسته در حالت کلی به صورت رابطه (۶) تعریف می‌شود [۷]:

$$\phi = (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gZ \quad (6)$$

بنابراین تغییرات انرژی برای یک سیستم بسته مطابق با رابطه (۷) بیان می‌شود.

$$\Delta\phi = (\phi_2 - \phi_1) \quad (7)$$

انرژی و تغییرات انرژی برای یک سیستم باز به ازای واحد جرم مطابق روابط (۸) و (۹) بیان می‌شود [۲].

اگرژی در تحلیل اگرژی اقتصادی به عنوان پارامتر مهم شناخته می‌شود. تأثیر اگرژی انهدامی را می‌توان با استفاده از معادلات زیر توضیح داد.

$$\dot{E}_F = \dot{E}_P + \dot{E}_D + \dot{E}_L \quad (19)$$

$$c_{P,k} \dot{E}_{P,k} = c_{F,k} \dot{E}_{F,k} - \dot{C}_{L,k} + \dot{Z}_k$$

با حذف  $\dot{E}_{F,k}$  از رابطه (۱۹) رابطه (۲۰) بدست می‌آید.

$$c_{P,k} \dot{E}_{P,k} = c_{F,k} + (c_{F,k} \dot{E}_{L,k} - \dot{C}_{L,k}) + \dot{Z}_k + c_{F,k} \dot{E}_{D,k} \quad (20)$$

عبارت آخر سمت راست رابطه (۲۰) شامل نرخ انهدام اگرژی می‌باشد که قیمت انهدام اگرژی را به طور تقریبی فراهم می‌آورد.

با فرض اینکه محصول  $(\dot{E}_{P,k})$  ثابت بوده و قیمت واحد اگرژی سوخت  $(c_{F,k})$  جز  $k$  ام سیستم مستقل از انهدام اگرژی باشد، می‌توان قیمت انهدام اگرژی را با استفاده از عبارت آخر سمت راست رابطه (۲۰) تعریف نمود.

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k} \quad (21)$$

در رابطه (۲۰) به صورت نرخ قیمت سوخت اضافی که باید به جز  $k$  ام سیستم (علاوه بر نرخی که برای تولید محصول لازم است) داده شود تا نرخ انهدام اگرژی را جبران کند، تعریف می‌شود.

با استفاده از روابط (۱۴) تا (۲۰)، رابطه (۱۳) به صورت رابطه (۲۲) بیان می‌شود.

$$r_k = \frac{c_{F,k}(\dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,k}) + \dot{Z}}{c_{F,k} \dot{E}_{P,k}} \quad (22)$$

رابطه (۲۲) قیمت واقعی منابع جز  $k$  ام سیستم را بیان می‌کند. این منابع، که عامل اصلی افزایش قیمت در واحد اگرژی مابین سوخت و محصول می‌باشند، نرخ‌های قیمت ناشی از استهلاک جز  $k$  سیستم  $\dot{Z}_k$ ، انهدام اگرژی  $c_{F,k} \dot{E}_{D,k}$  و تلفات اگرژی  $c_{F,k} \dot{E}_{L,k}$  هستند. بازده اگرژی جز  $k$  ام سیستم طبق رابطه (۲۳) بیان می‌شود.

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} = I - \frac{\dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (23)$$

با استفاده از رابطه (۲۲)، رابطه (۲۳) به صورت رابطه (۲۴) بیان می‌شود.

$$r_k = \frac{I - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} + \frac{\dot{Z}_k}{c_{F,k} \dot{E}_{P,k}} \quad (24)$$

رابطه (۱۱) بیان می‌کند که مجموع قیمت‌های اگرژی خروجی با مجموع هزینه‌هایی که برای تولید محصول صرف شده برابر است.

متغیرهای اگرژی اقتصادی که در ارزیابی ترمودینامیک اقتصادی و بهینه سازی سیستم‌های حرارتی نقش اساسی دارند عبارت اند از:

متوسط قیمت واحد اگرژی سوخت (cf)

قیمت واحد اگرژی محصول (cp,k)

نرخ قیمت انهدام اگرژی  $\dot{C}_{D,k}$

اختلاف قیمت نسبی (rk)

فاکتورهای اقتصادی اگرژی (fk)

قیمت انهدام اگرژی مطابق رابطه (۱۲) بیان می‌شود.

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k} \quad (12)$$

اختلاف قیمت نسبی  $r_k$  برای جز  $k$  ام سیستم از طریق رابطه (۱۳) تعریف می‌شود.

$$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} \quad (13)$$

این متغیر، نسبت افزایش متوسط قیمت در واحد اگرژی مابین سوخت و محصول جز  $k$  ام سیستم را بیان می‌کند. اختلاف نسبی قیمت، متغیر مفیدی برای ارزیابی و بهینه سازی سیستم‌های حرارتی می‌باشد. [۳]

در قیمت گذاری اگرژی، برای تک تک جریان‌های اگرژی، قیمت تعیین می‌شود. بنابراین برای نرخ‌های انتقال اگرژی ناشی از جریان‌های جرمی  $\dot{E}_e, \dot{E}_i$  توان  $\dot{W}$  و انتقال اگرژی ناشی از انتقال حرارت  $\dot{E}_q$  به ترتیب می‌توان نوشت:

$$\dot{C} = c_i \dot{E}_i = c_i (\dot{m}_i e_i) \quad (14)$$

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}_e = c_e (\dot{m}_e e_e) \quad (15)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (16)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q \quad (17)$$

$c_q, c_w, c_e, c_i$  قیمت‌های واحد اگرژی می‌باشند و واحد آن‌ها در سیستم متریک  $\$/kj$  است.

روش ساده برای قیمت گذاری تلفات اگرژی جز  $k$  ام سیستم، در نظر گرفتن معادله زیر است:

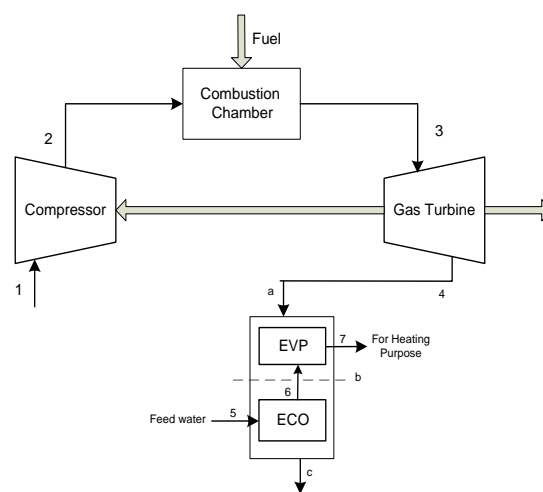
$$\dot{C}_{L,k} = 0 \quad (18)$$

در بالانس اگرژی که برای جزئی از سیستم نوشته می‌شود، عبارتی که مستقیماً قیمت عبارت انهدام اگرژی را بیان کند، وجود ندارد. از این رو قیمت ناشی از انهدام اگرژی در اجزا سیستم قیمت نهان نامیده می‌شود. قیمت انهدام

## ۳- مدل سازی و تحلیل نتایج

در این بخش سیستم تولید همزمان برق و حرارت نشان داده شده در شکل (۱) توسط روابط ترمودینامیکی و با استفاده از نرم افزار EES مدل شده است. مقدار انرژی خطوط مختلف با مدلسازی و نوشتن روابط قانون اول و بالانس جرم و انرژی برای تک تک اجزای سیکل و تعیین پارامترهای ترمودینامیکی سیکل محاسبه می شود. سپس با نوشتن بالانس انرژی برای هر یک از اجزای سیکل، اتلاف انرژی و راندمان انرژی آن ها محاسبه می گردد. در قسمت بعد آنالیز انرژی اقتصادی برای سیستم مذکور انجام شده و در ادامه تأثیر تغییر متغیرهای تصمیم گیری شامل نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی به توربین گاز و دمای اواپراتور بویلر بازیاب بر روی اتلاف انرژی، بازده انرژی، بازده انرژی اقتصادی در نمودارهای مختلف مورد بررسی قرار گرفته است.

سیکل توربین گاز توسط روابط قانون اول ترمودینامیک مدل شده است. هوا در شرایط محیطی با انرژی فیزیکی صفر وارد کمپرسور شده (نقطه ۱) و بعد از متراکم شدن (نقطه ۲) وارد محفظه احتراق می شود. سپس سوخت به داخل محفظه احتراق پاشش می گردد و انفجار صورت می گیرد. بعد از آن گازهای حاصل از احتراق از محفظه احتراق خارج شده و با عبور از داخل توربین گاز برق تولید می شود. تلفات مربوط به سیکل گاز عمدتاً در سه جز اصلی یعنی کمپرسور، محفظه احتراق و توربین گاز رخ می دهد. نکته حائز اهمیت در محاسبات این است که می توان از اتلاف انرژی مربوط به انتقال حرارت صرف نظر نمود [۸].



شکل (۱) شماتیک سیستم CHP مدل شده.

درصد اجزای هوای ورودی به کمپرسور در جدول (۱)، آمده است. دمای محیط ۲۵ درجه سانتی گراد و فشار آن ۱/۰۱ بار فرض می گردد.

بالانس انرژی برای کمپرسور عبارت است از [۴]:

$$T_2 = T_1 \times \left( 1 + \frac{1}{\eta_{AC}} \left( r_{AC}^{k_a-1} - 1 \right) \right) \quad (25)$$

$$\dot{W}_{AC} = \dot{m}_a \cdot C_{pa} \cdot (T_2 - T_1) \quad (26)$$

تلفات انرژی و بازده انرژی در کمپرسور توسط روابط (۲۷) و (۲۸) محاسبه خواهند شد.

$$E\dot{x}_1 + \dot{W}_{AC} = E\dot{x}_2 + E\dot{x}_D \quad (27)$$

$$\eta_{ex,AC} = \frac{E\dot{x}_2 - E\dot{x}_1}{\dot{W}_{AC}} \quad (28)$$

$\eta_{AC}$  بازده آیزنتروپیک کمپرسور،  $r_{AC}$  نسبت فشار کمپرسور،  $k_a$  نسبت حرارت مخصوص در فشار ثابت به حرارت مخصوص در حجم ثابت و  $\dot{m}_a$  دبی هوای ورودی به کمپرسور است.

هوای متراکم شده به داخل محفظه احتراق می رود و در آنجا به همراه سوخت (گاز طبیعی) می سوزد. از گازهای داغ ایجاد شده در اثر اشتعال سوخت جهت گرداندن توربین استفاده می گردد. محفظه احتراق دارای تخریب انرژی قابل ملاحظه ای نسبت به بقیه اجزا است.

بازگشت ناپذیریهای محفظه احتراق شامل تولید آنتروپی ناشی از افزایش دمای محصولات احتراق و تخریب انرژی ناشی از تغییرات شیمیایی در اجزا گاز می باشد، بخش اساسی اتلاف انرژی شیمیایی است که نمی توان برای کاهش آن کاری انجام داد.

روابط بالانس انرژی، انرژی و بازده انرژی حاکم بر محفظه احتراق به ترتیب در روابط (۲۹) تا (۳۴) آورده شده است [۹].

جدول (۱) درصد اجزای موجود در هوا در شرایط محیط [۸].

| Component | Molar fraction% |
|-----------|-----------------|
| $N_2$     | ۷۵/۶۷           |
| $O_2$     | ۲۰/۳۴           |
| $H_2O$    | ۳/۰۳            |
| $CO_2$    | ۰/۰۳            |
| $Ar$      | ۰/۹۲            |

$$T_7 - T_6 = AP \quad (42)$$

$$T_b - T_6 = PP \quad (43)$$

$$E\dot{x}_5 + E\dot{x}_a = E\dot{x}_7 + E\dot{x}_C + E\dot{x}_D \quad (44)$$

$$\eta_{ex,HRSG} = \frac{E\dot{x}_7 - E\dot{x}_5}{E\dot{x}_a - E\dot{x}_c} \quad (45)$$

در این معادلات AP اختلاف دمای آب خروجی از اکتونومایزر و دمای اشباع است که به نحوه آرایش لوله‌های اکتونومایزر بستگی دارد و PP اختلاف دمای گازهای حاصل از احتراق در ورودی اواپراتور و دمای بخار اشباع می‌باشد. در این مدلسازی مقادیر AP و PP ثابت در نظر گرفته شده‌اند. بازده انرژی و بازده انرژی برای سیکل توربین گاز و سیکل CHP از روابط (۴۶) تا (۴۹) محاسبه می‌شوند.

$$\eta_{GT} = \frac{\dot{W}_{net,GT}}{\dot{m}_f \times LHV} \quad (46)$$

$$\eta_{CHP} = \frac{\dot{W}_{net,GT} + \dot{Q}_{Heating}}{\dot{m}_f \times LHV} \quad (47)$$

$$\eta_{ex,GT} = \frac{\dot{W}_{net,GT}}{E\dot{x}_f} \quad (48)$$

$$\eta_{CHP} = \frac{\dot{W}_{net,GT} + E\dot{x}_{Q,Heating}}{E\dot{x}_f} \quad (49)$$

#### ۴- اعتبار سنجی

تأثیر نسبت فشار کمپرسور در دمای ۱۳۲۰ درجه کلونین در بازه ۲۰-۷ برای یکی از مقالات [۱۰] که در سال ۲۰۱۰ منتشر شده است، و مقایسه نتایج حاصل از مقاله فوق و این مقاله در شکل شماره (۲) آورده شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود سیر کلی دو نمودار نیز کاملاً شبیه به هم است. بعنوان مثال در نسبت فشار ۱۲ نتیجه حاصل از این مقاله ۰،۴ و نتیجه حاصل از مقاله مرجع [۱۰]، بدست آمده است که علت اختلاف ناچیز دو عدد مربوط به در اختیار نداشتن تمام اطلاعات مرجع مربوطه است که با توجه به سیر صعودی ابتدایی و در نهایت سیر نزولی آن صحت اطلاعات فوق تأیید می‌گردد.

تأثیر دمای ورودی به توربین گاز (TIT) برای نسبت فشار ۱۲ در بازه ۱۴۴۰-۱۰۰۰ برای مرجع [۱۱] و مقایسه خروجی حاصل از این مقاله با خروجی حاصل از مقاله حاضر در شکل (۳) آورده شده است. شباهت سیر کلی دو نمودار تأییدکننده صحت خروجی‌های مقاله حاضر است.

$$\dot{m}_a h_2 = \dot{m}_g h_3 - \eta_{CC} \dot{m}_f LHV \quad (29)$$

$$\frac{P_3}{P_2} = (1 - \Delta P_{CC}) \quad (30)$$

$$\dot{m}_a + \dot{m}_f = \dot{m}_g \quad (31)$$

$$LHV = 50000 \text{ (kJ/kg)} \quad (32)$$

$$E\dot{x}_2 + E\dot{x}_f = E\dot{x}_3 + E\dot{x}_D \quad (33)$$

$$\eta_{ex,CC} = \frac{E\dot{x}_3}{E\dot{x}_2 + E\dot{x}_f} \quad (34)$$

در این معادلات  $\dot{m}_f$  دبی سوخت،  $\eta_{CC}$  بازده آیزنتروپیک محفظه احتراق،  $\Delta P_{CC}$  افت فشار داخل محفظه احتراق و LHV ارزش حرارتی پایین سوخت می‌باشد.

گازهای داغ حاصل از احتراق با عبور از داخل توربین گاز، آن را به حرکت درآورده و باعث تولید برق توسط ژنراتور می‌شود. روابط بالانس انرژی، بازده انرژی و بازده انرژی حاکم بر توربین گاز در روابط (۳۵) تا (۳۹) مشخص شده است.

$$T_4 = T_3 \times \left( 1 - \eta_{GT} \left( 1 - \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1-k_g}{k_g}} \right) \right) \quad (35)$$

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_g \cdot C_{pg} \cdot (T_3 - T_4) \quad (36)$$

$$\dot{W}_{Net} = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC} \quad (37)$$

$$E\dot{x}_3 = \dot{W}_{GT} + E\dot{x}_4 + E\dot{x}_D \quad (38)$$

$$\eta_{ex,GT} = \frac{\dot{W}_{GT}}{E\dot{x}_3 - E\dot{x}_4} \quad (39)$$

در این معادلات  $\eta_{GT}$  بازده آیزنتروپیک توربین گاز،  $k_g$  نسبت حرارت مخصوص در فشار ثابت به حرارت مخصوص در حجم ثابت برای گازهای حاصل از احتراق است.

بویلر بازیاب در نظر گرفته شده در این سیکل یک بویلر بازیاب تک فشاره می‌باشد که از دو بخش اکتونومایزر و اواپراتور تشکیل شده است. آب تغذیه در ابتدا وارد اکتونومایزر می‌شود و دمای آن تا دمای اشباع بالا می‌رود سپس وارد اواپراتور شده و در دما و فشار ثابت کیفیت بخار آن به عدد یک می‌رسد. مقداری از این بخار می‌تواند برای تولید برودت وارد چیلر جذبی شده و باقیمانده آن برای مصارف گرمایشی استفاده شود. روابط بالانس انرژی، انرژی و بازده انرژی برای بویلر بازیاب مفروض به صورت روابط (۴۰) تا (۴۵) است.

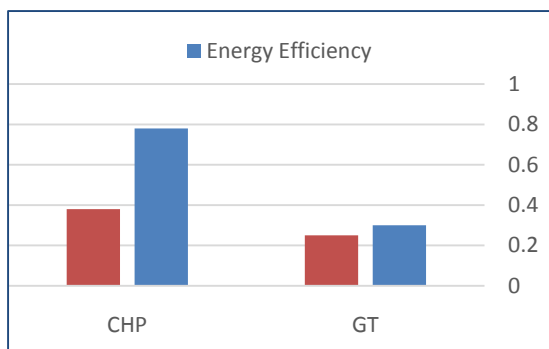
$$\dot{m}_5 (h_6 - h_5) = \dot{m}_g \cdot C_{pg} \cdot (T_b - T_c) \quad (40)$$

$$\dot{m}_5 (h_7 - h_6) = \dot{m}_g \cdot C_{pg} \cdot (T_a - T_b) \quad (41)$$

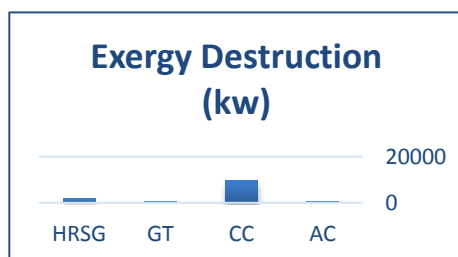
نتایج لازم استخراج گردید که خلاصه نتایج حاصل در ادامه آورده می‌شود.

مقدار بازده انرژی، بازده انرژی برای دو سیکل توربین گاز و سیکل CHP در شکل (۴) آورده شده است. همان طور که مشخص است میزان بازده انرژی و بازده انرژی با ارتقای سیکل توربین گاز به سیکل CHP افزایش می‌یابد. چون انرژی مربوط به انتقال حرارت کمتر از انرژی حرارتی می‌باشد بنابراین افزایش بازده انرژی سیکل تولید همزمان نسبت به سیکل توربین گاز بسیار بیشتر از افزایش بازده انرژی آن است.

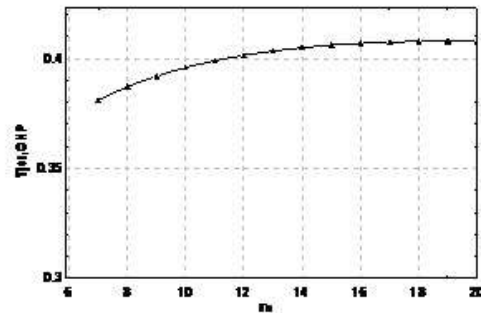
اتلاف انرژی و بازده انرژی برای هر یک از اجزای سیکل در شکل‌های (۵) و (۶) رسم شده است. با توجه به نمودارها مشخص می‌گردد که به دلیل واکنش شیمیایی در محفظه احتراق و اختلاف دمای زیاد بین سیال عامل و شعله، بیشترین مقدار بازگشت‌ناپذیری مربوط به این قسمت است. تاثیر نسبت فشار کمپرسور در شکل‌های (۷) تا (۹) آورده شده است. همان طور که در شکل‌ها مشاهده می‌شود، میزان بازده انرژی برای سیکل توربین گاز ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد.



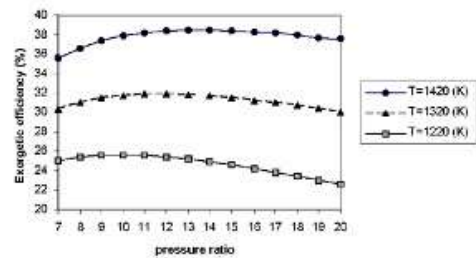
شکل (۴) نمودار بازده انرژی و بازده انرژی برای سیکل‌های توربین گاز و CHP.



شکل (۵) نمودار مقدار اتلاف انرژی برای هر یک از اجزای سیکل CHP.



World Appl. Sci. J., 8 (5): 589-595, 2010



شکل (۲) نمودار مقایسه خروجی نرم افزار و اطلاعات مقاله مرجع در نسبت فشار کمپرسور.

Journal of Power Technologies 92(3) (2012) 183-191

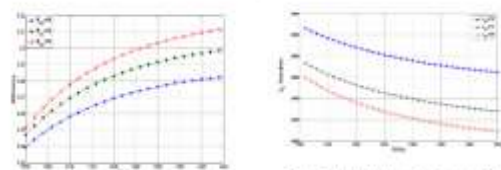
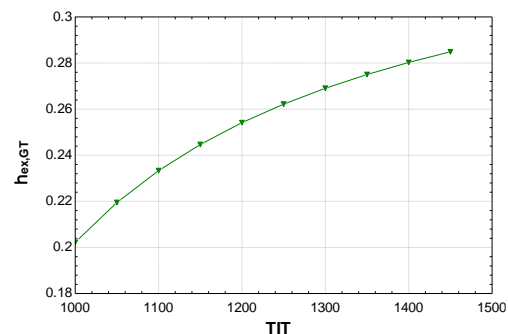


Figure 5: Effect of TIT on GT cycle energy efficiency

Figure 7: Total cost of energy destruction versus TIT



شکل (۳) نمودار مقایسه خروجی نرم افزار و اطلاعات مقاله در دمای ورودی توربین گاز.

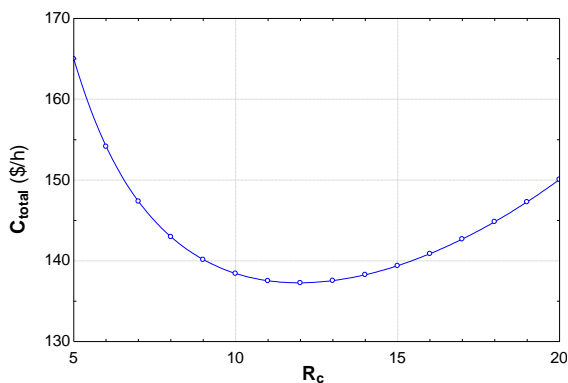
## ۵- نتایج و بحث

در این بخش، برای بررسی تاثیر عوامل مهم طراحی بر بازده و انرژی اقتصادی از نظر تحلیل انرژی در سیکل CHP، سیکل CHP که شکل شماتیک آن در شکل (۱) آورده شده است در نظر گرفته و سپس روابط فوق برای حالت‌های مختلف پارامترها در نرم افزار EES کدنویسی و

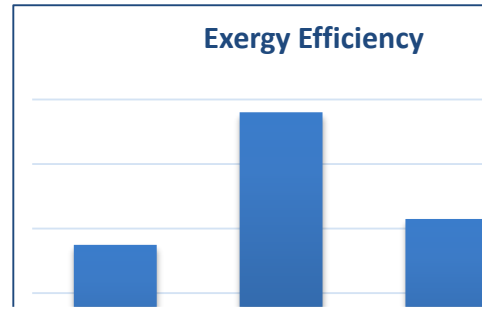
در ابتدا به علت افزایش دمای ورودی به محفظه احتراق و کاهش میزان سوخت ورودی بازده افزایش می‌یابد ولی در یک نسبت فشار مشخص نرخ افزایش کار کمپرسور بیشتر از نرخ کاهش سوخت می‌شود و باعث کاهش بازده می‌شود. در سیستم CHP چون مجموع نرخ کاهش گرمای حاصل از بویلر بازیاب و نرخ کاهش کار خالص خروجی بیشتر از میزان نرخ کاهش میزان سوخت است بنابراین بازده انرژی با افزایش نسبت فشار کمپرسور کاهش می‌یابد. همان طور که در شکل (۹) مشاهده می‌شود، بازده انرژی کل سیستم با افزایش نسبت فشار کمپرسور روندی مشابه با بازده انرژی برای سیکل توربین گاز را طی می‌کند. این موضوع بدان علت است که میزان انرژی گرمایی حاصل از بویلر بازیاب کمتر از انرژی گرمایی حاصل از آن است.

میزان تغییرات هزینه انرژی نسبت به افزایش نسبت فشار کمپرسور در شکل (۱۰) نشان داده شده است. میزان هزینه سیستم با افزایش نسبت فشار کمپرسور ابتدا به دلیل کاهش میزان سوخت کاهش و سپس به سبب غلبه هزینه کار کمپرسور افزایش می‌یابد.

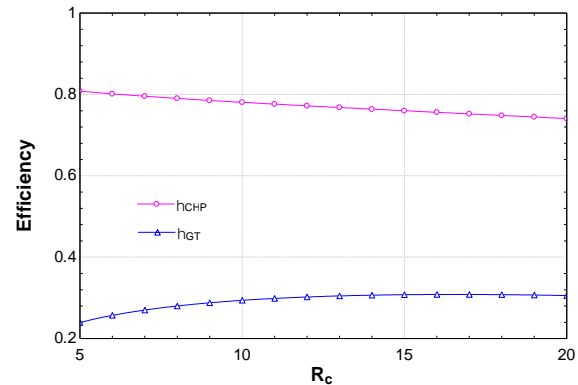
دمای ورودی به توربین گاز یکی از مهم‌ترین پارامترهای تصمیم‌گیری در سیکل توربین گاز می‌باشد. افزایش این دما می‌تواند باعث افزایش کار خالص خروجی گردد. بالانس انرژی محفظه احتراق نشان می‌دهد که نرخ سوخت ورودی نیز با افزایش دمای ورودی به توربین گاز زیاد می‌شود. همان طور که در شکل (۱۱) دیده می‌شود با افزایش دمای ورودی به توربین گاز نرخ افزایش کار خالص توربین گاز بیشتر از نرخ افزایش میزان حرارت تولیدی در محفظه احتراق شده و در نتیجه بازده انرژی سیکل CHP افزایش یافته و تلفات انرژی کاهش می‌یابد.



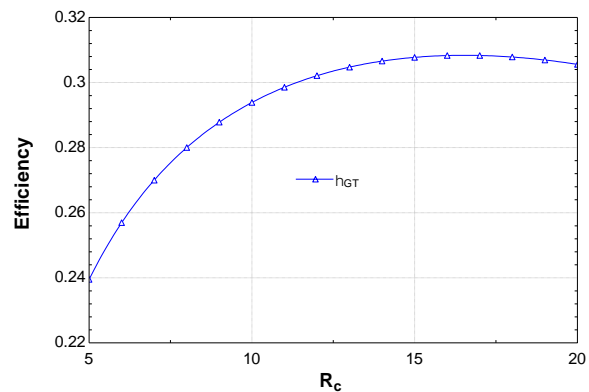
شکل (۱۰) نمودار تغییرات هزینه تخریب محیط زیست با افزایش نسبت فشار کمپرسور برای سیکل CCHP.



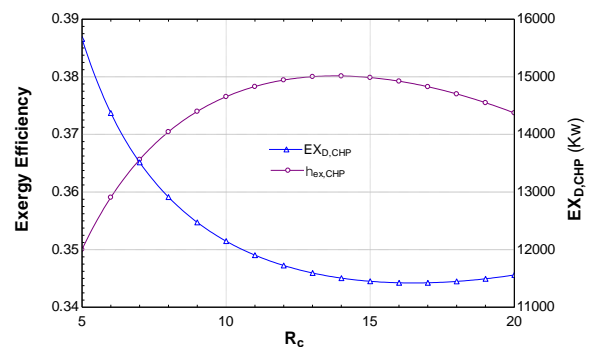
شکل (۶) نمودار مقدار بازده انرژی هر یک از اجزای سیکل CHP.



شکل (۷) نمودار تغییرات بازده انرژی با افزایش نسبت فشار کمپرسور.



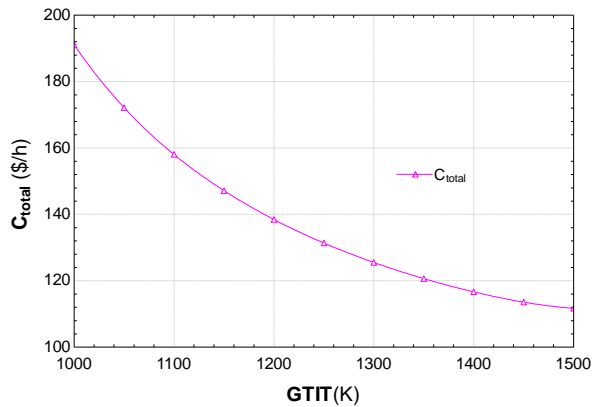
شکل (۸) نمودار تغییرات بازده انرژی سیکل توربین گاز با افزایش نسبت فشار کمپرسور.



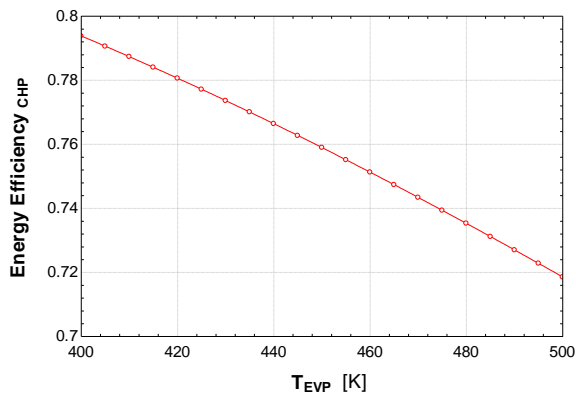
شکل (۹) نمودار تغییرات بازده انرژی و اتلاف انرژی سیکل CHP با افزایش نسبت فشار کمپرسور.



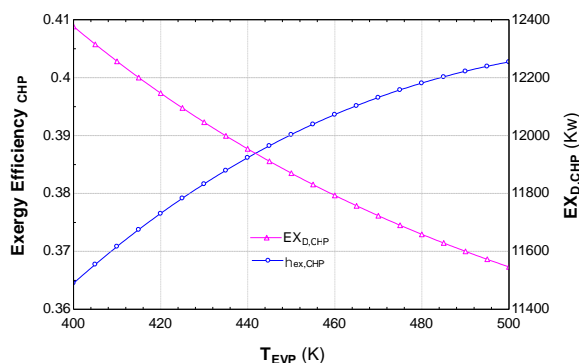
با افزایش دمای بخار اشباع اگزرژی مربوط به گرمای حاصل از بویلر بازیاب افزایش یافته و در نتیجه اگزرژی افزایش می‌یابد. بازده اگزرژی و اتلاف اگزرژی برای یک سیستم CHP در شکل (۱۵) آورده شده است.



شکل (۱۳) نمودار تغییرات هزینه اتلاف اگزرژی با افزایش دمای ورودی به توربین گاز برای سیکل CHP.



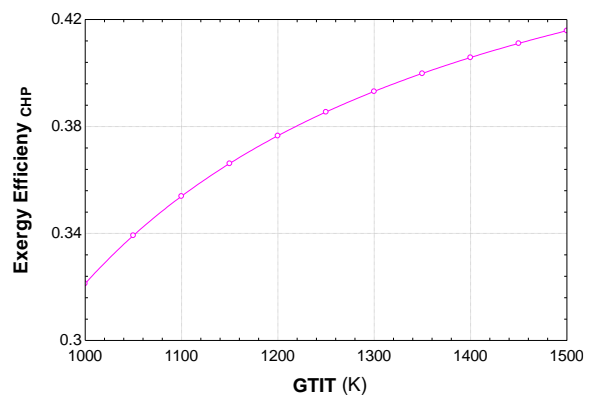
شکل (۱۴) نمودار تغییرات بازده انرژی با افزایش دمای بخار اشباع.



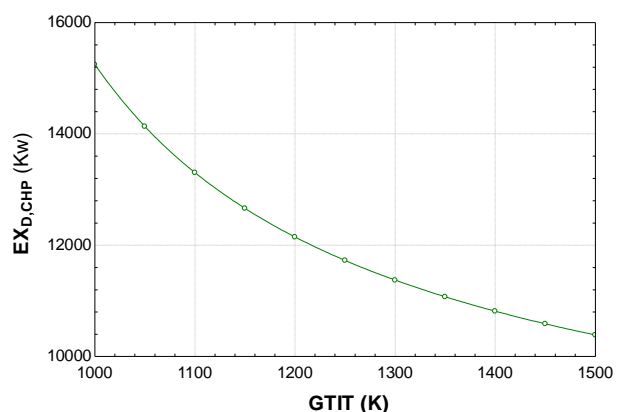
شکل (۱۵) نمودار تغییرات بازده اگزرژی و اتلاف اگزرژی سیکل CHP با افزایش دمای بخار اشباع.

با افزایش دمای ورودی به توربین گاز مقدار سوخت نیز افزایش می‌یابد. لذا میزان آلاینده‌های تولیدی هم زیاد می‌شود. با توجه به شکل های (۱۲) و (۱۳) مشاهده می‌شود که میزان نرخ هزینه تلفات اگزرژی سیستم با افزایش دمای ورودی به توربین گاز کاهش می‌یابد. دمای بخار اشباع خروجی از بویلر بازیاب وابسته به فشار بویلر بازیاب می‌باشد. فشار بخار بویلر بازیاب یکی از پارامترهای مهم طراحی می‌باشد.

با افزایش دمای بخار اشباع خروجی از بویلر بازیاب مقدار گرمای حاصل از بویلر بازیاب کاهش می‌یابد؛ لذا همان طور که در شکل (۱۴) مشاهده می‌شود با افزایش دمای بخار اشباع خروجی از بویلر مقدار بازده سیستم CHP کاهش یافته و بازده سیکل توربین گاز ثابت می‌ماند. اما بازده اگزرژی روند متفاوتی را طی می‌کند.



شکل (۱۱) نمودار تغییرات بازده اگزرژی با افزایش دمای ورودی به توربین گاز.



شکل (۱۲) نمودار تغییرات اتلاف اگزرژی سیکل CHP با افزایش دمای ورودی به توربین گاز.

## ۵- نتیجه گیری

در این مقاله تاثیر نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی به توربین گاز و فشار بخار بویلر بازیاب با بررسی سیکل CHP از نظر تحلیل انرژی اقتصادی بررسی گردید.

با توجه به نمودار های ارائه شده می توان نتایج زیر را به صورت خلاصه بیان نمود:

میزان اتلاف انرژی محفظه احتراق نسبت به دیگر اجزای سیکل خیلی بیشتر است.

با افزایش نسبت فشار کمپرسور بازده انرژی برای کل سیکل ابتدا افزایش و سپس کاهش می یابد. لذا یک نقطه بهینه برای نسبت فشار کمپرسور مشخص می گردد.

همچنین میزان انتشار دی اکسید کربن نیز افزایش می یابد. این عدد برای نسبت فشار کمپرسور ۱۳ تقریباً ۰/۳۸ است.

بازده انرژی سیکل CHP و توربین گاز با افزایش دمای ورودی به توربین گاز افزایش می یابد. برای دمای ۱۰۰۰ مقدار ۰/۳۲۵ و برای دمای ۱۵۰۰ مقدار ۰/۴۱۵ است.

بازده انرژی سیکل CHP با افزایش دمای بخار اشباع کاهش ولی بازده انرژی آن افزایش می یابد.

با توجه به بررسی انجام شده می توان پیشنهادات زیر را ارائه نمود:

از آنجا که میزان اتلاف انرژی محفظه احتراق خیلی بیشتر از سایر اجزای سیکل است، می توان با استفاده از یک پیش گرم کن هوا، مقدار سوخت ورودی به محفظه احتراق و در نتیجه اتلاف انرژی محفظه احتراق را کاهش داد.

با توجه به نتایج مشاهده می شود که بازده انرژی و انرژی در سیکل تولید همزمان برای شرایط مفروض در یک نسبت فشار مشخص ماکزیمم می شود. در نتیجه بهتر است که از کمپرسوری در سیکل استفاده شود که نسبت فشار آن نزدیک به میزان بهینه باشد.

## ۶- منابع

- Heat and Power Plant with Absorption Inlet Cooling and Evaporative Aftercooling", Energy, Vol.36, pp.2662-2670, 2011.
- [4] Barzegar Avval, H., Ahmadi, P., Ghaffarizadeh, A., and Saidi, M., "Thermo Economic Environmental Multiobjective Optimization of a Gas Turbine Power Plant with Preheater using Evolutionary Algorithm", International Journal of Energy Research, Vol.35, pp.389-403, 2011.
- [5] Ameri, M. and Enadi, N., "Thermodynamic Modeling and Second Law based Performance Analysis of a Gas Turbine Power Plant (Exergy and Exergoeconomic Analysis)", Journal of Power Technologies, Vol.92, p.183, 2012.
- [6] Mousafarash, A. and Ameri, M., "Exergy and Exergo-Economic based Analyses of a Gas Turbine Power Generation System", Journal of Power Technologies, Vol.93, p.44, 2013.
- [7] Cengel, Y.A., and Boles, M.A., "Thermodynamics: an Engineering Approach", Sea, Vol.1000, p.8862, 2002.
- [8] Dincer, I. and Rosen M.A., "Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development", Newnes, 2012.
- [9] Ahmadi, P., Rosen, M.A., and Dincer, I., "Greenhouse Gas Emission and Exergo-Environmental Analyses of a Trigenation Energy System", International Journal of Greenhouse Gas Control, Vol.5, pp.1540-1549, 2011.
- [10] Ahmadi, P. and Dincer, I., "Exergo-Environmental Analysis and Optimization of a Cogeneration Plant System using Multimodal Genetic Algorithm (MGA)", Energy, Vol.35, pp.5161-5172, 2010.
- [11] Ahmadi, P., Dincer, I., and Rosen M.A., "Exergo-Environmental Analysis of an Integrated Organic Rankine Cycle for Trigenation", Energy Conversion and Management, Vol.64, pp.447-453, 2012.
- [1] Cai, R. and Jiang, L., "Analysis of the Recuperative Gas Turbine Cycle with a Recuperator Located Between Turbines", Applied Thermal Engineering, Vol.26, pp.89-96, 2006.
- [2] Ameri, M., Ahmadi, P., and Khanmohammadi, S., "Exergy Analysis of a 420 MW Combined Cycle Power Plant", International Journal of Energy Research, Vol.32, pp.175-183, 2008.
- [3] Khaliq, A. and Dincer, I., "Energetic and Exergetic Performance Analyses of a Combined