

تحلیل و شبیه‌سازی تأثیر دمای ورودی به توربین بر عملکرد ترمودینامیکی سیکل ترکیبی آب - آمونیاک

سهیل محترم^{۱*}، سیدعلی آقا میرجلیلی^۲، احمدرضا فقیه خراسانی^۳

* نویسنده مسئول: Soheilmohtaram@gmail.com

چکیده

با توجه به اهمیت سیکل‌های تولید توان و از آن جمله سیکل ترکیبی، در سال‌های اخیر مطالعات فراوانی در این زمینه صورت گرفته و محققان بسیاری با استفاده از روش‌های موجود سعی در بهینه کردن این سیکل‌ها داشته‌اند. در این تحقیق به بررسی سیکل آب-آمونیاک پرداخته شده است. در سیکل ترکیبی آب-آمونیاک از مخلوط دوگانه آب-آمونیاک به عنوان سیال عامل استفاده می‌شود. این سیکل قابلیت استفاده از منابعی مانند انرژی اتلافی سیکل قدرت معمولی و یا منبع حرارتی مستقلی که از انرژی خورشیدی و یا زمین‌گرمایی استفاده می‌کند را دارد. هدف از این مقاله بررسی تأثیر دمای ورودی به توربین بر عملکرد ترمودینامیکی سیکل ترکیبی آب-آمونیاک هست. در این پژوهش به کمک نرم‌افزار EES ابتدا سیکل تولید توان آب-آمونیاک مدل‌سازی شده و سپس به منظور بررسی و مقایسه، سیکل ترکیبی گاز-رانکین شبیه‌سازی ترمودینامیکی شده و از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک مورد مطالعه قرار گرفته‌اند. در نهایت به بررسی تأثیر دمای ورودی به توربین بر عملکرد ترمودینامیکی پرداخته شده است.

واژه‌های کلیدی

سیکل، توربین گازی، عملکرد، کمپرسور، تک‌محور، دو محور

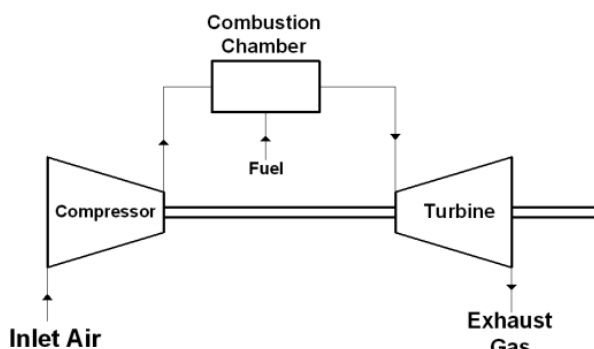
۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، علوم تحقیقات یزد

۲- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد یزد

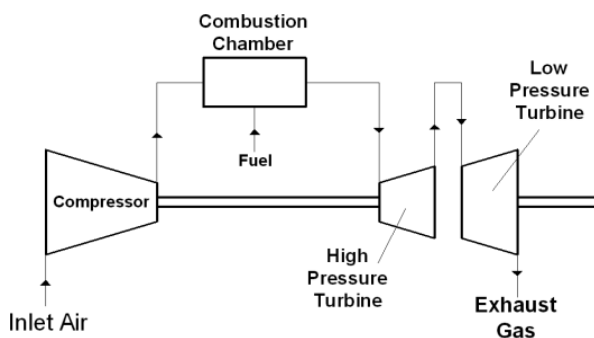
۳- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد

۱- مقدمه

قرار می گیرند. همچنین ممکن است روی یک محور کمپرسور و توربین فشار بالا، و روی محور دیگر کمپرسور و توربین فشار پایین و بار خارجی قرار گرفته باشند. در هر آرایشی، به بخشی از سیستم که شامل کمپرسور، اتاق احتراق و توربین فشار بالاست، مولد گاز می گویند. در آرایش دومحوری این امکان وجود دارد که بار سرعت متغیر داشته باشد و این موضوع برای موارد متعددی از کاربردهای صنعتی مناسب است. گاهی توربین های گازی را که برای رانش هواپیما طرح شده اند، با انجام اصلاحاتی برای کاربردهای صنعتی مورد استفاده قرار می دهند. در توربین های تک محوری، کمپرسور، توربین، و بار روی یک محور قرار می گیرند که با سرعت ثابتی دوران می کند. از این نوع آرایش برای راه اندازی مولدهای کوچک و همچنین مولدهای بزرگ برق در نیروگاه ها استفاده می شود.



شکل (۱) سیکل باز و مستقیم توربین گازی تک محوری



شکل (۲) سیکل باز و مستقیم توربین گازی دو محور

۲- شبیه سازی و تحلیل سیکل های ترکیبی

برای شبیه سازی سیکل های حرارتی باید برای هر جزء به صورت مجزا معادلات نوشته شده و سپس این معادلات با همدیگر و در یک دستگاه حل شده و دما، فشار، دبی و ... در تک تک نقاط به دست آید.

توربین های گازی موارد کاربرد متعددی دارند که مهم ترین کاربردها در رانش انواع هواپیماها است، هرچند که در صنایع هم از توربین های گازی برای راه اندازی وسایل مکانیکی مانند پمپ ها، کمپرسورها و مولدهای کوچک برق، و مخصوصاً برای تأمین بار قله و بار میانی و بعضاً بار پایه نیز استفاده می شود. همچنین در نیروگاه های چرخه ترکیبی از توربین های گازی به طور فزاینده ای استفاده می شود. این نیروگاه ها از ترکیب توربین های بخار و گاز ساخته می شوند و بسته به نوع توربین ها، دیک های بازیافت گرما، و دستگاه های بازیابی، انواع متعددی دارند. توربین های گازی که در نیروگاه ها و صنایع مورد استفاده قرار می گیرند مزایای زیادی دارند. اندازه نیروگاه توربین گازی، در مقایسه با نیروگاه بخار کوچک تر، سبک تر و هزینه اولیه آن برای تولید هر واحد توان از هزینه مربوط به نیروگاه بخار کمتر است. مدت زمان لازم برای تحویل توربین نسبتاً کوتاه است و می توان آن را سریعاً نصب کرد و مورد استفاده قرارداد. راه اندازی نیروگاه های توربین سریع و غالباً از طریق کنترل از دور است. با استفاده از توربین، علاوه بر تولید برق می توان برخی نیازهای جانبی را نیز مانند تولید هوای فشرده تأمین کرد. انواع سوخت های مایع و گازی از جمله سوخت های سنتزی جدید مانند گازها با ارزش گرمایی پایین را می توان در توربین های گازی به کار برد. توربین های گازی در مقایسه با سایر دستگاه های اساسی تولید، محدودیت های زیست محیطی کمتری دارند. با به کارگیری توربین های گازی در سیکل های ترکیبی می توان پایین بودن بازده آن را برطرف کرد و در نتیجه آن را به عنوان نیروگاه تأمین بار به کار گرفت، در عین حال از مزایای دیگر آن نیز مانند راه اندازی سریع و انعطاف پذیری کارکردی آن در محدوده گسترده ای از بار بهره مند شد.

توربین های گازی ممکن است آرایش تک محوری یا دومحوری داشته باشند (شکل ۱). در آرایش نوع اخیر از دو محور استفاده می شود که با سرعت های مختلفی دوران می کنند. روی یک محور کمپرسور و توربینی که کمپرسور را تغذیه می کند قرار دارند، در حالی که روی محور دیگر توربین قدرت و بار خارجی

سیستم ترمودینامیکی می‌باشد. بنابراین آگرژی فیزیکی در یک سیستم ترمودینامیکی را می‌توان به شکل زیر نشان داد:

$$\dot{E}x^{ph} = \sum \{n_i [(h - h_0) - T_0(s - s_0)]\} \quad (۳)$$

آگرژی شیمیایی برابر بیشینه کار تولید شده در حالتی است که گونه‌های شیمیایی سیستم ترمودینامیکی امکان مخلوط شدن و واکنش شیمیایی را با گونه‌های موجود در محیط را دارا می‌باشند. این واکنش‌ها باعث تولید کار اضافی می‌شود که آگرژی شیمیایی سیستم نام دارد. آگرژی شیمیایی توسط رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\dot{E}x^{ch} = \sum_i n_i \sum_j (x_j \cdot \dot{e}x_j^{ch} + RT_0 x_j \cdot \ln(x_j)) \quad (۴)$$

که $\dot{e}x_j^{ch}$ آگرژی شیمیایی مخصوص هر کدام از اجزای تشکیل دهنده سیستم و x_k کسر مولی هر کدام از اجزای تشکیل دهنده سیستم ترمودینامیکی است. آگرژی کلی سیستم از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\dot{E}x^{tot} = \dot{E}x^{ph} + \dot{E}x^{ch} \quad (۵)$$

۳- سازوکارهای اصلی تخریب آگرژی و تولید آنروپی انتقال گرما:

انتقال گرما باعث کاهش در قابلیت انجام کار می‌گردد زیرا کاری بین جسم با دمای بالاتر و جسم با دمای پایین تر انجام نگرفته است. بنابراین مهم است که تفاوت دما بین منابع در میان یک مبادله‌کن گرمایی به حداقل برسد تا بازگشت ناپذیری ناشی از انتقال گرما به حداقل برسد.

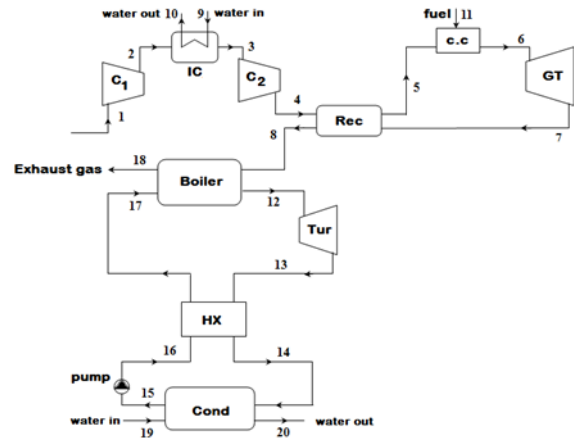
۳-۱- اختلاط

اختلاط یک فرآیند بازگشت ناپذیر بوده که باعث کاهش قابلیت کاردهی می‌شود. اختلاط در بسیاری از فرآیندها مانند احتراق غیر قابل اجتناب است.

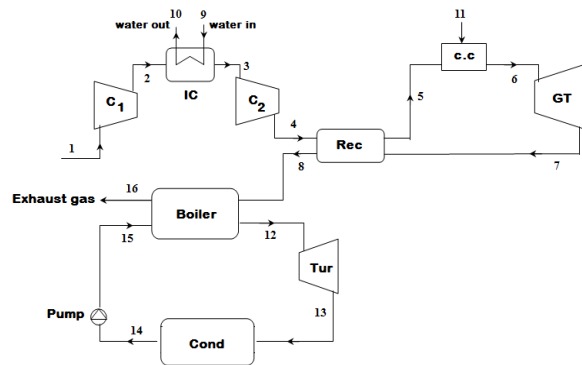
۳-۲- اصطکاک

اصطکاک سیال شبیه به اصطکاک مکانیکی است. اصطکاک داخلی در اجزای سیستم ترمودینامیکی باعث اتلاف قسمتی از انرژی شده و از تبدیل آن به کار مفید ممانعت می‌کند.

در این پژوهش سیکل ترکیبی گاز- آب آمونیاک (شکل ۳) و نیز جهت مقایسه بهتر سیکل ترکیبی گاز- رانکین (شکل ۴) مورد بررسی قرار گرفته است. لازم به ذکر است که اندیس‌های استفاده شده در روابط این فصل با توجه به اشکال زیر می‌باشد.



شکل (۳) سیکل ترکیبی گاز- آب آمونیاک



شکل (۴) سیکل ترکیبی گاز- رانکین

در حالت کلی معادله انرژی برای هر جزء به صورت حجم کنترل فرض می‌شود و به صورت زیر نوشته خواهد شد:

$$\dot{Q} + \dot{n}_i \bar{h}_i = \dot{W} + \dot{n}_e \bar{h}_e \quad (۱)$$

معادله بالانس آگرژی در هر جزء به صورت زیر نمایش داده می‌شود:

$$\dot{E}_{in} + \sum \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) = \dot{E}_{out} + \dot{W} + \dot{E}_D \quad (۲)$$

که \dot{E} بیانگر آگرژی کل در هر نقطه است که شامل مجموع آگرژی‌های فیزیکی و شیمیایی اجزا در نقطه مورد نظر است.

آگرژی فیزیکی در یک سیستم ترمودینامیکی، شامل دو بخش آگرژی مکانیکی و گرمایی می‌شود. آگرژی مکانیکی تابعی از فشار سیستم ترمودینامیکی و آگرژی گرمایی تابعی از دمای

۳-۳- اختناق

در کمپرسور فشار پایین با معلوم بودن با استفاده از معلوم بودن دما و فشار در ورودی کمپرسور و با استفاده از روابط زیر دما و فشار در خروجی کمپرسور فشار پایین محاسبه می‌شود.

$$\begin{aligned} s_1 &= s_{2s} \\ \eta_{c1} &= \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_2} \end{aligned} \quad (10)$$

با نوشتن معادله بالانس انرژی برای کمپرسور فشار پایین، توان موردنیاز کمپرسور فشار پایین به دست می‌آید.

$$\dot{W}_{c1} = \dot{n}_2 \bar{h}_2 - \dot{n}_1 \bar{h}_1 \quad (11)$$

همچنین با نوشتن بالانس انرژی، تخریب انرژی در کمپرسور فشار پایین به دست می‌آید:

$$\dot{E}x_{D,comp1} = \dot{E}x_1 + \dot{W}_{c1} - \dot{E}x_2 \quad (12)$$

همین روند برای کمپرسور فشار بالا هم تکرار خواهد شد و روابط زیر به دست خواهد آمد:

$$\begin{aligned} s_3 &= s_{4s} \\ \eta_{c2} &= \frac{h_3 - h_{4s}}{h_3 - h_4} \end{aligned} \quad (13)$$

$$\dot{W}_{c2} = \dot{n}_4 \bar{h}_4 - \dot{n}_3 \bar{h}_3$$

و نابودی انرژی در کمپرسور فشار بالا برابر است با:

$$\dot{E}x_{D,comp2} = \dot{E}x_3 + \dot{W}_{c2} - \dot{E}x_4 \quad (14)$$

اینترکولر (خنک کن میانی):

برای تحلیل اینترکولر به دو معادله ضریب تأثیر و معادله بقای انرژی برای اینترکولر نیاز داریم که به صورت زیر نوشته می‌شوند.

$$\epsilon_{IC} = \frac{q_{act}}{q_{max}} = \frac{C_{min} \Delta T}{C_{min} \Delta T_{max}} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_9} \quad (15)$$

q_{act} گرمای منتقل شده از هر کدام از جریان‌ها و q_{max} بیشترین انتقال گرمای ممکن در مبادله کن گرمایی است. پارامتر C ظرفیت گرمایی جریان است. ϵ جزو پارامترهای طراحی است.

$$\dot{n}_w (\bar{h}_{10} - \bar{h}_9) = \dot{n}_a (\bar{h}_2 - \bar{h}_3) \quad (16)$$

با نوشتن بالانس انرژی برای اینترکولر، تخریب انرژی در اینترکولر به دست می‌آید:

$$\dot{E}x_{D,IC} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_9 - \dot{E}x_3 - \dot{E}x_{10} \quad (17)$$

در فرآیند اختناق سیال از فشار بالاتر به یک سیال با فشار پایین تر تبدیل می‌شود. هیچ‌گونه کار و گرمایی در طی این فرآیند منتقل نمی‌شود. فرآیند اختناق یک فرآیند بازگشت-ناپذیر است و در این فرآیند قابلیت انجام کار کاهش پیدا می‌کند.

۳-۴- آنتالپی و آنتروپی اجزای مختلف

جریان‌های موجود در سیکل‌های ترکیبی دارای اجزای مختلفی هستند لذا برای هر نقطه آنتالپی و آنتروپی را باید از معادلات جداگانه محاسبه کرد.

آنتالپی هر نقطه از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$h = \sum_i x_i \bar{h}_i \quad (6)$$

که x_i کسر مولی اجزای هر نقطه و \bar{h} آنتالپی ویژه مولی اجزای هر نقطه است.

آنتروپی هر نقطه از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$s = \sum_i x_i s_i \quad (7)$$

که x_i کسر مولی اجزای هر نقطه و s_i آنتروپی اجزای هر نقطه است.

برای هر از اجزا می‌توان به شیوه‌ی زیر معادلات مربوطه را یافت.

۳-۵- کمپرسور

وظیفه کمپرسور فشرده کردن و بالا بردن فشار هوا و سوخت ورودی به سیکل است. با تعریف راندمان آیزنتروپیک برای کمپرسور و نیز با مشخص بودن دما و فشار ورودی به توربین می‌توان با استفاده از معادلات زیر دما و فشار را در خروجی کمپرسور محاسبه کرد.

$$PR_c = \frac{P_4}{P_1} \quad (8)$$

برای محاسبه فشار بهینه میانی دو کمپرسور از رابطه زیر استفاده می‌کنیم:

$$P_2 = \sqrt{P_1 P_4} \quad (9)$$

$$1 + a = \frac{\dot{n}_p}{\dot{n}_a} \quad (24)$$

معادله بقای انرژی برای محفظه احتراق به صورت زیر نوشته می شود:

$$\bar{h}_a + a\bar{h}_f = (1 + a)\bar{h}_p + \dot{Q}_r \quad (25)$$

که در آن \dot{Q}_r مقدار حرارت اتلافی از محفظه احتراق است که توسط معادله زیر بیان می شود:

$$\dot{Q}_r = 0.02 a \cdot LHV_{CH_4} \quad (26)$$

همچنین بین پارامتر a و دبی های جرمی هوا و سوخت رابطه زیر وجود دارد:

$$\dot{m}_f = a \left(\frac{M_f}{M_a} \right) \dot{m}_a \quad (27)$$

تخریب انرژی در محفظه احتراق توسط رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\dot{E}x_{D,comb} = \dot{E}x_5 + \dot{E}x_{11} - \dot{E}x_6 \quad (28)$$

۳-۸- توربین

با مشخص بودن دما و فشار و در نتیجه آنتالپی مربوط به جریان ورودی به توربین و همچنین مشخص بودن فشار خروجی توربین با استفاده از روابط زیر دما و آنتالپی در خروجی توربین و نسبت فشار توربین به دست می آید:

$$s_6 = s_{7s}$$

$$\eta_T = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7s}} \quad (29)$$

$$PR_T = \frac{P_6}{P_7}$$

با استفاده از معادلات بقای انرژی و انرژی، توان خروجی توربین و تخریب انرژی در توربین به دست می آید:

$$\dot{W}_{GT} = (\dot{n}_a + \dot{n}_f)(\bar{h}_6 - \bar{h}_7) \quad (30)$$

$$\dot{E}x_{D,GT} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_7 - \dot{W}_{GT}$$

با استفاده از رابطه زیر و معادلات مربوط به محفظه احتراق مقدار دبی جرمی هوا و سوخت ورودی به سیکل به دست می آید:

$$(\dot{n}_a + \dot{n}_f)(\bar{h}_6 - \bar{h}_7) - \dot{n}_a(\bar{h}_2 - \bar{h}_1) - \dot{n}_a(\bar{h}_4 - \bar{h}_3) = \dot{W}_{net} \quad (31)$$

۳-۹- بویلر

در بویلر دمای ورودی و خروجی گاز در بویلر و اختلاف دمای بین گاز ورودی به بویلر و محلول آب آمونیاک خروجی از

۳-۶- رکوپراتور

همانند اینترکولر، رکوپراتور هم برای تحلیل نیازمند دو معادله ضریب تأثیر و معادله بقای انرژی است که به ترتیب در زیر نوشته شده اند:

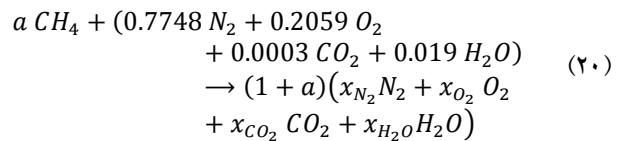
$$\epsilon_{REC} = \frac{q_{act}}{q_{max}} = \frac{C_{min} \Delta T}{C_{min} \Delta T_{max}} = \frac{T_5 - T_4}{T_7 - T_4} \quad (18)$$

$(\dot{n}_a + \dot{n}_f)(\bar{h}_7 - \bar{h}_8) = \dot{n}_a(\bar{h}_5 - \bar{h}_4)$
تخریب انرژی هم در رکوپراتور به صورت زیر نوشته می شود:

$$\dot{E}x_{D,REC} = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_7 - \dot{E}x_5 - \dot{E}x_8 \quad (19)$$

۳-۷- محفظه احتراق

برای تحلیل محفظه احتراق ابتدا لازم است که معادله احتراق در این محفظه نوشته شود:



که کسرهای مولی نیتروژن، اکسیژن، دی اکسید کربن و بخار آب به ترتیب توسط معادلات زیر به دست می آید:

$$x_{N_2} = \frac{0.7748}{1 + a}$$

$$x_{O_2} = \frac{0.2059 - 2a}{1 + a} \quad (21)$$

$$x_{CO_2} = \frac{0.0003 + a}{1 + a}$$

$$x_{H_2O} = \frac{0.019 + 2a}{1 + a}$$

a در معادله (۳-۲۴) نسبت مولی سوخت به هوا است که به صورت زیر نوشته می شود:

$$a = \frac{\dot{n}_f}{\dot{n}_a} \quad (22)$$

که:

$$\dot{n}_a = \frac{\dot{m}_a}{M_a} \quad (23)$$

$$\dot{n}_f = \frac{\dot{m}_f}{M_f}$$

همچنین می توان نوشت:

توان تولیدی در سیکل تولید توان آب آمونیاک از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\dot{W}_{NH_3H_2O} = \dot{m}_{NH_3H_2O}(h_{12} - h_{13}) - \dot{m}_{NH_3H_2O}(h_{16} - h_{15}) \quad (39)$$

که ترم اول در سمت راست معادله توان تولیدی توربین و ترم دوم توان مصرفی پمپ است.

۳-۱۳- تحلیل کلی سیکل

بازده ترمودینامیکی سیکل توربین گاز از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_f \cdot LHV} \quad (40)$$

همچنین بازده کلی سیکل ترکیبی از رابطه زیر به دست می آید:

$$\eta_{th,overall} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{W}_{NH_3H_2O}}{\dot{m}_f \cdot LHV} \quad (41)$$

توان تولیدی سیکل ترکیبی شامل مجموع توان تولیدشده در سیکل توربین گازی و سیکل تولید توان آب آمونیاک است:

$$\dot{W}_{overall} = \dot{W}_{net} + \dot{W}_{NH_3H_2O} \quad (42)$$

ضریب عملکرد اگزورژی که نسبت توان تولیدشده به اتلافات اگزورژی است برای سیکل توربین گاز و سیکل ترکیبی به ترتیب از روابط زیر به دست می آید:

$$EPC = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}x_{D,tot,GT}} \quad (43)$$

$$EPC_{overall} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{W}_{NH_3H_2O}}{\dot{E}x_{D,tot,GT} + \dot{E}x_{D,tot,NH_3H_2O}}$$

که اتلافات کلی انرژی در سیکل توربین گاز و سیکل تولید توان آب آمونیاک به ترتیب برابر است با:

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{D,tot,GT} &= \dot{E}x_{D,tot,comp1} + \dot{E}x_{D,tot,comp2} \\ &+ \dot{E}x_{D,tot,GT} + \dot{E}x_{D,tot,comb} \\ &+ \dot{E}x_{D,tot,IC} + \dot{E}x_{D,tot,REC} \end{aligned} \quad (44)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{D,tot,NH_3H_2O} &= \dot{E}x_{D,tot,pump} + \dot{E}x_{D,tot,cond} \\ &+ \dot{E}x_{D,tot,Tur} + \dot{E}x_{D,tot,boiler} \end{aligned}$$

۴- نتایج حاصل از تأثیر دمای ورودی به توربین بر

عملکرد سیکل ترکیبی با استفاده از نرم افزار EES

در شکل (۵) نتایج حاصل بر عملکرد سیکل ترکیبی برای متغیرهای مختلف نشان داده شده است. با توجه به شکل (۵-الف)، با افزایش دمای گاز ورودی به توربین به دلیل اینکه توان

بویلر مشخص است. در نتیجه با نوشتن معادله انرژی در بویلر مقدار دبی جرمی محلول آب آمونیاک محاسبه می شود:

$$(\dot{n}_a + \dot{n}_f)(\bar{h}_8 - \bar{h}_{18}) = \dot{m}_{NH_3H_2O}(h_{12} - h_{17}) \quad (32)$$

همچنین تخریب اگزورژی در بویلر هم از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\dot{E}x_{D,boiler} = \dot{E}x_8 + \dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{18} \quad (33)$$

۳-۱۰- پمپ

با استفاده از رابطه زیر آنتالپی خروجی از پمپ محاسبه می شود:

$$\frac{v_{15}(P_{16} - P_{15})}{\eta_p} = h_{16} - h_{15} \quad (34)$$

که سمت راست معادله بالا کار ویژه مورد نیاز پمپ را نشان می دهد. همچنین تخریب اگزورژی در پمپ به صورت زیر محاسبه می گردد:

$$\dot{E}x_{D,pump} = \dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{16} - \dot{m}_{NH_3H_2O}(h_{16} - h_{15}) \quad (35)$$

۳-۱۱- مبدل حرارتی

مبدل حرارتی هم مانند رکوپراتور برای تحلیل نیازمند نوشتن معادلات ضریب تأثیر و بقای انرژی است که به صورت زیر نوشته می شود:

$$\epsilon_{HX} = \frac{q_{act}}{q_{max}} = \frac{C_{min} \Delta T}{C_{min} \Delta T_{max}} = \frac{T_{13} - T_{14}}{T_{13} - T_{16}} \quad (36)$$

$$h_{13} - h_{14} = h_{17} - h_{16}$$

و تخریب اگزورژی در مبدل حرارتی به صورت زیر می باشد:

$$\dot{E}x_{D,HX} = \dot{E}x_{13} + \dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{17} \quad (37)$$

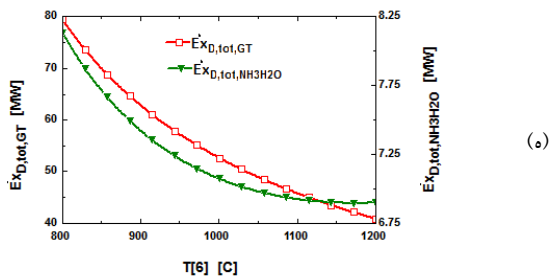
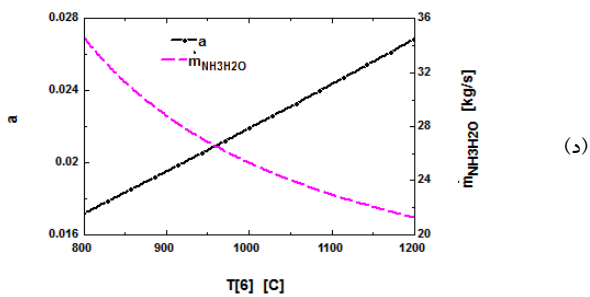
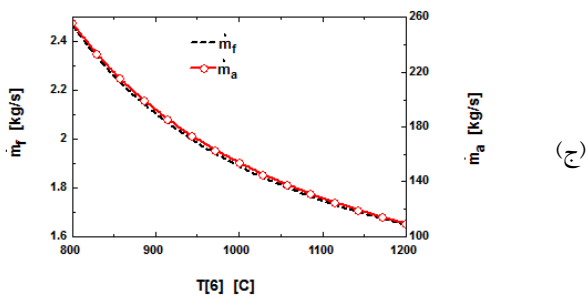
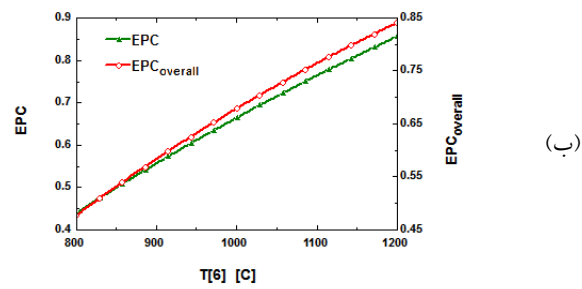
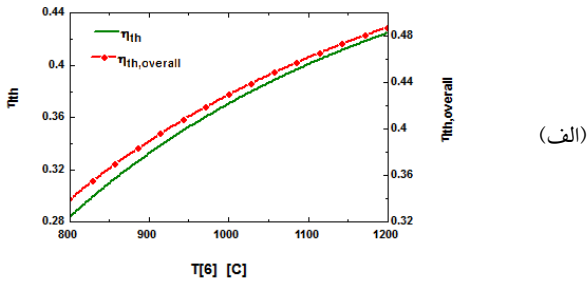
۳-۱۲- کندانسور

برای خنک کردن محلول آب آمونیاک ورودی به کندانسور از آب خنک کن استفاده می شود با مشخص بودن دبی جرمی و دما و فشار آب ورودی به کندانسور، با نوشتن معادله بقای انرژی و بقای اگزورژی به ترتیب آنتالپی خروجی و تخریب اگزورژی مربوط به کندانسور به دست می آید:

$$\dot{m}_{19}(h_{20} - h_{19}) = \dot{m}_{NH_3H_2O}(h_{14} - h_{15}) \quad (38)$$

$$\dot{E}x_{D,cond} = \dot{E}x_{19} + \dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{20}$$

گازی و سیکل ترکیبی موجب افزایش ضریب عملکرد آگرژی با افزایش دمای ورودی به توربین گازی خواهد شد (شکل ۵-و).



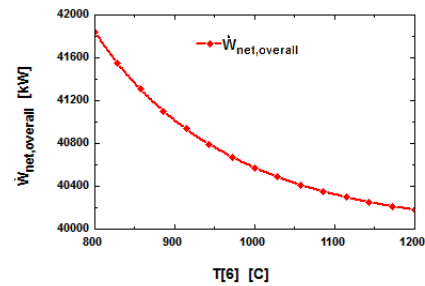
تولیدی سیکل توربین گازی مقداری ثابت می‌باشد و مقدار سوخت ورودی به سیکل کاهش می‌یابد، بنابراین مشاهده می‌شود که بازده سیکل توربین گازی سیکل ترکیبی هم افزایش خواهد یافت.

با افزایش دمای گاز خروجی از محفظه احتراق (ورودی توربین گاز)، کار ویژه خالص تولیدی سیکل توربین گاز افزایش پیدا می‌کند. یعنی در کل مقدار دبی جرمی گاز عبوری از توربین گاز کاهش می‌یابد، از طرفی دیگر با افزایش دمای گاز ورودی به توربین، دمای گاز خروجی از توربین هم افزایش یافته و باعث افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق خواهد شد. بنابراین با توجه به شکل (۵-ج) مشاهده می‌شود که با افزایش دمای گاز ورودی به توربین گاز، مقدار دبی جرمی هوا و سوخت ورودی به سیکل کاهش می‌یابد. بنابراین پارامتر a هم به دلیل کاهش هوای ورودی به سیکل و اثر غالب آن نسبت به سوخت ورودی به سیکل، افزایش خواهد یافت (شکل ۵-د).

با توجه به شکل (۵-د) ملاحظه می‌شود که با افزایش دمای گاز ورودی به توربین گازی، مقدار دبی آب آمونیاک سیکل تولید توان آب آمونیاک کاهش می‌یابد، بنابراین مشاهده می‌شود که توان خالص تولیدی سیکل آب آمونیاک و در نتیجه توان خالص تولیدی کل سیکل ترکیبی با افزایش دمای گاز ورودی به توربین گازی کاهش خواهد یافت (شکل ۵-ه).

همچنین با توجه به شکل (۵-ه) ملاحظه می‌شود که با افزایش دمای گاز ورودی به توربین گازی، تخریب آگرژی کل سیکل توربین گازی و سیکل ترکیبی کاهش می‌یابد. همان‌طوری که قبلاً ذکر شد، با افزایش دمای ورودی به توربین، دمای هوای ورودی به محفظه احتراق و بویلر افزایش می‌یابد. بنابراین تخریب آگرژی در این دو جزء که بیشترین نقش را در تخریب آگرژی سیکل دارند، کاهش می‌دهد. بنابراین تخریب آگرژی کل سیکل توربین گاز و سیکل ترکیبی را کاهش می‌دهد. با توجه به تعریف ضریب عملکرد، کاهش تخریب آگرژی سیکل توربین

- [2] El-Sayed, Y.M., Tribus M., Thermodynamic properties of Water-Ammonia Mixtures Theoretical Implementation for Use in power Cycles Analysis, *ASME publication AES*, Vol. 1, 1985, pp. 89-95.
- [3] Isson E.K., et al, Analysis of Kalina Cycle Designs, International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exposition, May 1993.
- [4] Haar L., Gallagher J.S., Thermodynamic properties of Ammonia, *J. Phys. Chem. Ref. Data*, Vol. 7, No. 30, 1978, pp. 635-792.
- [5] Ishida M., Kawamura K., Energy and exergy analysis of a chemical process system with distributed parameters based on the energy-direction factor diagram, *Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development*, Vol. 21, No. 4, 1982, pp. 690-695.
- [6] Ishida M., Zheng D., Graphic exergy analysis of chemical process systems by a graphic simulator, *GSCHEMER, Computers and Chemical Engineering*, Vol. 10, No. 6, 1986, pp. 525-532.
- [7] Ishida M., Zheng D., Akehata T., Evaluation of chemical-looping combustion power – generation system by graphic exergy analysis, *Energy*, Vol. 12, No. 2, 1987, pp. 147-154.
- [8] Kalina A.L., Combined Cycle system with Novel Bottoming Cycle, *ASME Journal of Engineering for power*, Vol. 106, No. 4, 1984, pp. 737-742.
- [9] Kalina A.L., Tribus M., El-Sayed Y.M., A Theoretical Approach to the Thermodynamic properties of Two-Miscible-Component Mixtures for the purpose of power-Cycle Analysis, *presented at the Winter Annual Meeting, ASME, Anaheim, California, December 7-12, 1986*, publication No. 86-WA/HT-54.
- [10] Keenan J.H., Keyes F.G., Hill P.C., Moore, J.G., 1969, Steam Tables, *John Wiley and Sons, Inc.*, New York.
- [11] Reynolds W.C., Thermodynamic properties in SI-graphs, tables and computational equations for 40 substances, Department of Mechanical Engineering, *Stanford University, Stanford, CA* 1980, 94305.
- [12] Jurgen R.K., The promise of the Kalina cycle, *IEEE Spectrum (United States)*, Vol. 23, 1986, PP. 68-69.
- [13] Marstone C.H., 1990, Parametric Analysis of the kalina Cycle, *Journal of Engineering For Gas turbines & Power*, Vol. 112, No. 1, 1990, pp. 107-116.



(و)

شکل (۵) تأثیر دمای ورودی به توربین بر عملکرد ترمودینامیکی سیکل ترکیبی

۵- نتیجه گیری

۱- با افزایش دمای گاز خروجی از محفظه احتراق (ورودی توربین گاز)، کار ویژه خالص تولیدی سیکل توربین گاز افزایش پیدا می کند، یعنی در کل مقدار دبی جرمی گاز عبوری از توربین گاز کاهش می یابد، از طرفی دیگر با افزایش دمای گاز ورودی به توربین، دمای گاز خروجی از توربین هم افزایش یافته و باعث افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق خواهد شد.

۲- با افزایش دمای گاز ورودی به توربین به دلیل اینکه توان تولیدی سیکل توربین گازی مقداری ثابت هست و مقدار سوخت ورودی به سیکل کاهش می یابد، بنابراین مشاهده می شود که بازده سیکل توربین گازی هم افزایش خواهد یافت.

۳- با افزایش دمای گاز ورودی به توربین گازی، مقدار دبی آب آمونیاک سیکل تولید توان آب آمونیاک کاهش می یابد، بنابراین مشاهده می شود که توان خالص تولیدی سیکل آب آمونیاک و در نتیجه توان خالص تولیدی کل سیکل ترکیبی با افزایش دمای گاز ورودی به توربین گازی کاهش خواهد یافت.

۴- با افزایش دمای گاز ورودی به توربین گازی، تخریب انگرژی کل سیکل توربین گازی و سیکل ترکیبی کاهش می یابد.

مراجع

- [1] El-Sayed Y.M., Tribus M., A Theoretical comparison of the Rankine and Kalina Cycle, *ASME publication AES*, Vol. 1, 1985, pp. 97-102.