

تحلیل و شبیه سازی سیکل هیبریدی توربین گاز و پیل سوختی اکسید جامد در نقطه طراحی و پیش بینی بازده در خارج از نقطه طراحی

هامون پورمیرزاآقا^{۱*}، رضا ابراهیمی^۲، منوچهر راد^۳، عبدالله اسداللهی قهیه^۴

تاریخ دریافت مقاله:

۱۳۹۰/۰۸/۰۸

تاریخ پذیرش مقاله:

۱۳۹۰/۱۱/۰۴

چکیده:

سیستم‌های هیبریدی، سیستم‌های تولید انرژی هستند که در آنها یک موتور گرمایی مانند توربین گاز با یک موتور غیر گرمایی مانند پیل سوختی ترکیب می‌شود. با توجه به بازدهی بیشتر این سیستم‌ها نسبت به توربین گاز یا پیل سوختی به تنهایی، و نیز میزان آلاینده‌گی کمتر، سیستم‌های مذکور تاثیر بسزایی در سیستم‌های تولید قدرت در آینده نزدیک خواهند داشت. با استفاده از انرژی حرارتی پیل سوختی اکسید جامد در یک چرخه توربین گاز می‌توان به یک سیستم هیبریدی با عملکرد بالا دست یافت. در این مقاله به بررسی عملکرد ترمودینامیکی سیستم ترکیبی توربین‌گاز مجهز به پیل سوختی اکسید جامد با سوخت هیدروژن با بهسازی داخلی در حالت نقطه طراحی و همچنین پیش بینی توان و راندمان سیستم در حالت خارج از نقطه طراحی به منظور به دست آوردن نقاط کاری مربوط به مشخصه های هر یک از اجزا، به هنگامی است که موتور در سرعت یکنواخت و یا تعادل خود کار کند، پرداخته شده است. کلیه اجزای سیستم ترکیبی جداگانه به کمک روابط ترمودینامیکی مدل سازی شده است.

کلمات کلیدی:

پیل سوختی اکسید جامد، توربین گاز، نقطه طراحی، خارج از نقطه طراحی، راندمان

hamoon_eng@yahoo.com

(۱) دانشجوی دکتری، مربی دانشگاه آزاد اسلامی - واحد رامسر
(۲) دانشیار دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی
(۳) استاد دانشگاه صنعتی شریف
(۴) استادیار دانشگاه آزاد اسلامی - واحد علوم و تحقیقات تهران

مقدمه

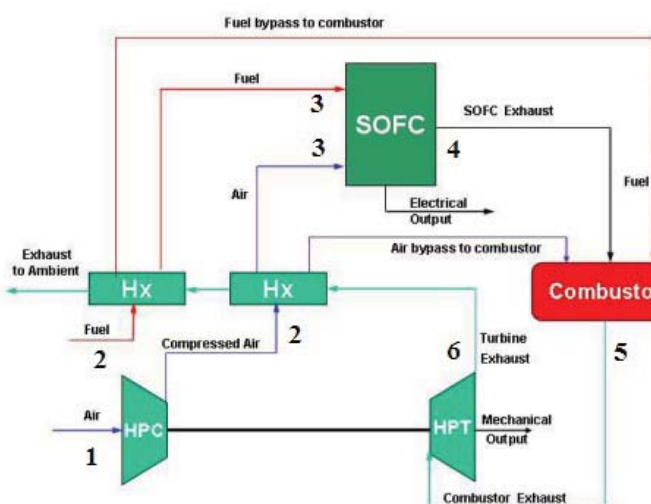
در سال‌های اخیر پیل سوختی به عنوان یکی از پر بازده ترین منابع تولید انرژی به شمار رفته است. پیل سوختی یک دستگاه الکتروشیمیایی می باشد که طی واکنش الکتروشیمیایی بین هیدروژن و اکسیژن، الکتریسته و گرما تولید می کند. پیل‌های سوختی نسبتاً آرام و بی صدا هستند و به همین دلیل، جهت تولید برق محلی مناسب می باشند. همچنین پیل سوختی به عنوان یک فناوری نوین برای تولید توان در توربین‌های گازی به کار گرفته می شود و باعث افزایش بازده توربین گازی تا ۶۰٪ می شود در حالی که در توربین های گازی معمولی به علت تلفات زیاد در محفظه احتراق بازده در حدود ۳۰٪ تا ۳۵٪ می باشد. از میان انواع پیل سوختی، نوع اکسید جامد به دلیل راندمان بالا، آلودگی کم، تنوع سوخت مصرفی و از همه مهمتر، دمای بالای گاز خروجی بهترین گزینه برای استفاده در توربین گازی به شمار می رود. به همین دلیل، در سال‌های اخیر این فناوری بسیار مورد توجه قرار گرفته است.

گرچه تحقیقات در زمینه پیل سوختی اکسید جامد از اواخر دهه ۵۰ میلادی آغاز گردید، ولی نتایج یک مدل ساده پیل سوختی اکسید جامد در اواسط دهه ۸۰ منتشر شد و اولین مقالات در زمینه سیستم‌های ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد به اوایل دهه ۹۰ بر می گردد. پس از بهره برداری از اولین سیستم ترکیبی توربین گازی و پیل سوختی اکسید جامد در سال ۲۰۰۰ در کالیفرنیا، جنوبی، شرکت زیمنس وستینگهاوس سیستم دیگری را در سال ۲۰۰۳ در پترزبورگ راه اندازی کرد. این سیستم با توان نامی ۳۰۰ کیلووات پس از ۳۰۰۰ ساعت کارکرد به راندمانی در حدود ۵۳٪ دست یافت. همان طور که اشاره شد، مفهوم به کارگیری توربین گاز در کنار پیل سوختی سالهاست که شناخته شده و تاکنون تحقیقات زیادی با استفاده از قانون اول ترمودینامیک بر روی آن صورت گرفته است. در سال ۲۰۰۰، یک مطالعه مفهومی توسط Lubeli و Massardo انجام شد که عملکرد سیکل ترکیبی را بررسی می کرد [۱۲]. مدل ریاضی ارائه شده توسط آنها عملکرد پیل را در حالت یکنواخت و پایدار، شبیه سازی می کرد. Costamagna و همکارانش طراحی و عملکرد سیستمی متشکل از میکروتوربین گاز با بازیاب حرارتی و پیل سوختی اکسید جامد دما بالا را مورد آزمایش قرار دادند [۷]. همچنین کارهای متعدد دیگری در این زمینه توسط محققان مختلف مانند Chan و همکارانش [۴و۵] انجام شده است. Yang و همکارانش [۱۷] دو سیستم با بهسازی سوخت به صورت داخلی و خارجی در نظر گرفتند و تاثیر محدودیت در اختلاف دمای استک پیل سوختی را بر عملکرد آنها بررسی کردند. Park و همکارانش [۱۳] مشخصات طراحی و عملکرد یک سیستم ترکیبی را با در نظر گرفتن یک توربین گاز مشخص بررسی کردند. تحقیقات مذکور اکثراً به بررسی عملکرد سیستم ترکیبی پیل سوختی و توربین گاز با توجه به قانون اول ترمودینامیک پرداخته اند. همچنین کارهای گوناگون دیگری با در نظر گرفتن قانون دوم ترمودینامیک بر روی این سیستم انجام شده که به بررسی قانون دوم ترمودینامیک بر روی سیستم و هر یک از اجزای سیستم پرداخته و نرخ برگشت ناپذیری را در اجزای سیستم بررسی می کند. دانستن سهم هر یک از اجزا در میزان نرخ برگشت ناپذیری کل سیستم می تواند منشا بهبود و اصلاح در اجزا و فرایند سیستم شود. Dincer و همکارانش [۸و۹]،

در دو مطالعه جداگانه به بررسی تخریب اکسرژی و آنتروپی تولیدی در یک سیستم ترکیبی پرداختند. آنان نشان دادند که با اضافه شدن پیل سوختی به توربین گاز، بازده قانون اول به میزان ۲۷/۸ درصد افزایش می‌یابد.

در مقاله حاضر، سیستم ترکیبی که در شکل ۱ نشان داده شده، مورد مطالعه قرار گرفته است. در این تحقیق، مدل پیل سوختی به صورت کامل با روابط ترمودینامیکی مدل‌سازی شده است. سوخت مصرفی پیل سوختی هیدروژن می‌باشد. ابتدا روابط الکتروشیمیایی پیل سوختی به کمک روابط ترمودینامیکی مدل شده و سپس با سیستم توربین گاز کوپل شده است. این مدل‌سازی در نرم افزار MATLAB به صورت کد نوشته شده است.

سیستم مورد مطالعه شامل ۶ جزء می‌باشد: ۱- کمپرسور، ۲- مبدل حرارتی، ۳- پیل سوختی، ۴- محفظه احتراق، ۵- توربین.



شکل ۱: نمایی از سیستم ترکیبی توربین گاز با پیل سوختی [۱۶]

مدل‌سازی ترمودینامیکی اجزای سیستم

در این قسمت با فرض پایدار بودن جریان گاز، به مدل‌سازی تک تک اجزای سیستم ترکیبی می‌پردازیم.

کمپرسور

بازده آیزنتروپیک کمپرسور به صورت زیر تعریف می‌شود [۱۰]

$$\eta_c = \frac{\dot{w}_{cs}}{\dot{w}_{ca}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (۱)$$

با نوشتن بقای انرژی برای کمپرسور، کار مورد نیاز برای چرخاندن آن به دست می‌آید:

$$\dot{w}_c = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (۲)$$

مبدل حرارتی

بازده آیزنتروپیک مبدل حرارتی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\mathcal{E}_{recup} = \frac{T_3 - T_2}{T_6 - T_2} \quad (۳)$$

با نوشتن بقای انرژی برای مبدل حرارتی خواهیم داشت:

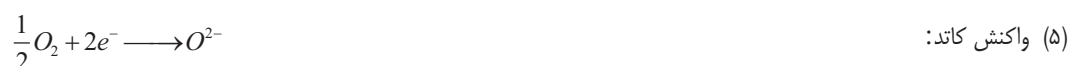
$$\dot{m}_2 (h_3 - h_2) = \dot{m}_7 (h_6 - h_7) \quad (۴)$$

پیل سوختی اکسید جامد

مدل پیل سوختی اکسید جامد مورد مطالعه در این مقاله بر اساس مدل توسعه یافته پیل سوختی اکسید جامد لوله مرجع [۱۵] می‌باشد.

پیل سوختی مورد بررسی دارای قطر اسمی ۲۲ mm، طول فعال ۱۵۰۰ mm و سطح فعال ۸۳۴ سانتی متر مربع می‌باشد. کاتد دارای ضخامت ۲/۲ mm و تخلخل ۳۰ درصد است. طول فعال توسط یک نوار اتصال دهنده به عرض ۱۱ mm تعریف شده است. جنس این نوار LaCrO_3 به ضخامت تقریبی ۱۰۰ میکرون است که باید در محیط‌های اکسایش-کاهش از لحاظ شیمیایی پایدار باشد. بقیه سطح کاتد که مقداری از اتصال دهنده هم روی آن افتاده است از الکترولیت با ضخامت ۴۰ میکرون تشکیل شده است. هم پوشانی اتصال دهنده و الکترولیت باعث عدم نشت سوخت و اکساینده می‌شود. آند یک محیط متخلخل از جنس نیکل-زیرکونیا به ضخامت ۱۰۰ میکرون می‌باشد که روی الکترولیت قرار گرفته، اما اتصال دهنده را نپوشانده است. در عمل، هوا توسط یک لوله محوری از جنس آلومینا از انتهای باز آن وارد لوله می‌شود. سوخت هم از بیرون از انتهای بسته به لوله برخورد می‌کند. سوخت و هوا در راستای لوله در یک جهت حرکت دارند. سوخت توسط یون‌های منفی اکسیژن که از الکترولیت عبور می‌کنند، اکسید می‌شود. فاکتور مصرف سوخت در این پیل ۸۵ درصد و ۱۵-۲۵ درصد هوا در واکنش مصرف می‌شود. [۱۵]

واکنش‌های الکتروشیمیایی در آند و کاتد رخ می‌دهد که مطابق زیر می‌باشد:



و واکنش کلی پیل را می‌توان به صورت زیر نوشت:



ولتاژ بازگشت‌پذیر برای پیل سوختی را می‌توان از معادله نرست محاسبه نمود [۱۰ و ۲]:

$$E = E^o - \frac{RT}{n_e F} \ln \left(\frac{P_{H_2O}}{P_{H_2} P_{O_2}^{1/2}} \right) \quad (۸)$$

که E ماکزیمم ولتاژ تئوری بوده که ولتاژ مدار باز نامیده می‌شود و زمانی که هیچ جریانی در مدار نباشد، ولتاژ پیل برابر آن خواهد بود. همان طور که مشاهده می‌شود، با افزایش غلظت واکنش‌دهنده‌ها، ماکزیمم ولتاژ پیل افزایش می‌یابد.

زمانی که پیل سوختی تحت عملکردی تولید جریان خارجی کار می‌کند، مقداری افت ولتاژ در پیل اتفاق می‌افتد که باعث می‌شود ولتاژ خروجی پیل همیشه کمتر از ماکزیمم ولتاژ پیل باشد. افت‌ها که معمولاً پلاریزاسیون نامیده می‌شوند عبارتند از:

پلاریزاسیون فعال سازی: V_{act} وابسته به سرعت واکنش الکتروشیمیایی بر روی سطح الکترواست. پلاریزاسیون فعال سازی برای پیل‌های سوختی با الکتروکاتالیزور هیدروژن توسط رابطه پاتلر-ولمر به صورت زیر بیان می‌شود [۱]:

$$V_{act} = \frac{2RT}{n_e F} \sinh^{-1} \left(\frac{i}{2i_0} \right) \quad (۹)$$

از طرفی، چگالی جریان تبدلی i_0 ، از رابطه نیمه تجربی برای آند و کاتد محاسبه می‌شود [۱].

پلاریزاسیون اهمی: V_{ohm} این افت ولتاژ نتیجه مقاومت الکتروکاتالیزورها و صفحات اتصال دهنده در برابر جریان الکترون‌ها و مقاومت الکترولیت در برابر جریان یونهاست. براین اساس، پلاریزاسیون اهمی برای آند، کاتد، الکترولیت و متصل کننده داخلی به صورت زیر خواهد بود [۱۱]:

$$V_{ohm,an} = \frac{i \rho_{an} (A \pi D)^2}{8 d_{an}} \quad (۱۰)$$

$$V_{ohm,ca} = \frac{i \rho_{ca} (8D)^2}{8 d_{an}} A [A + 2(1 - A - B)] \quad (۱۱)$$

$$V_{ohm,el} = i \rho_{el} d_{el} \quad (۱۲)$$

$$V_{ohm,in} = i (\pi D) \rho_{in} \frac{d_{in}}{W_{in}} \quad (۱۳)$$

پلاریزاسیون غلظت: V_{con} اگر واکنش‌گرها به مقدار کافی به الکتروکاتالیزور نرسد، نوعی افت در میزان پتانسیل در الکتروکاتالیزور به وجود می‌آید و شاهد به وجود آمدن یک گرادیان غلظت خواهیم بود. این پلاریزاسیون با کمیتی به نام چگالی جریان حدی به صورت زیر رابطه دارد:

$$V_{con} = \frac{RT}{n_e F} \ln \left(1 - \frac{i}{i_L} \right) \quad (۱۴)$$

چگالی جریان حدی i_L ، جریانی است که در آن نرخ مصرف سوخت برابر زمانی است که بیشترین سرعت تغذیه سوخت

برقرار است و این در زمانی اتفاق می‌افتد که غلظت روی سطح به صفر برسد، یعنی تمام واکنش دهنده‌ها مصرف شود. در اینجا برای مدل‌سازی V_{con} از مقدار $i_L = 9000[A/M^2]$ استفاده شده است [۱].

بنابراین ولتاژ عملکرد پیل سوختی پس از محاسبه V_{act} و V_{ohm} و V_{con} به صورت زیر تعیین می‌شود:

$$V = E - V_{act} - V_{ohm} - V_{con} \quad (15)$$

در رابطه بالا، افت ولتاژ معمولاً به فشار جزئی گازها، دما و چگالی جریان در یک پیل سوختی واقعی بستگی دارد. توان مستقیم تولید شده توسط پیل سوختی اکسید جامد از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\dot{w}_{FC} = V_{cell} I \quad (16)$$

قانون اول ترمودینامیک برای پیل سوختی را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{fuel, Fe} \times U_f \times LHV - \dot{w}_{Fc, dc} + \dot{m}_{fuel, Fe} \times (1 - U_f) h_{fuel} - \dot{Q}_{surr} - \dot{m}_4 h_4 = 0 \quad (17)$$

محفظه احتراق

محصولات خروجی از پیل سوختی به همراه مقداری از سوخت که در پیل سوختی واکنش نداده اند همراه با سوخت اضافی وارد محفظه احتراق می‌شوند و در آنجا واکنش داده و تولید گازهای خروجی با دمای بالا می‌کنند. در مدل‌سازی جریان در محفظه احتراق فرض شده است که فرایند احتراق یک فرایند فشار ثابت است. همچنین فرض شده است هیچ اتلاف انرژی در محفظه احتراق رخ نمی‌دهد. قانون اول ترمودینامیک برای محفظه احتراق را می‌توان به صورت زیر نوشت [۱۰]:

$$(\dot{m}_3 + U_f \times \dot{m}_{fuel, Fe}) h_4 + \dot{m}_{fuel, comb} \times LHV \times \eta_{comb} + \dot{m}_{fuel, Fe} \times (1 - U_f) \times LHV \times \eta_{comb} - \dot{m}_5 h_5 = 0 \quad (18)$$

توربین

توربین، وظیفه تأمین کار مورد نیاز کمپرسور و همچنین ژنراتور را بر عهده دارد. توربین باید از لحاظ طراحی با کمپرسور مطابقت داشته باشد. برای مدل‌سازی توربین، لازم است که آن را به صورت یک حجم کنترل در نظر بگیریم. رابطه قانون اول برای آن به صورت زیر خواهد بود:

$$\dot{m}_5 h_5 - \dot{w}_T - \dot{m}_6 h_6 = 0 \quad (19)$$

راندمان آیزوتروپیک توربین به صورت زیر می باشد:

$$\eta_T = \frac{\dot{w}_{Ta}}{\dot{w}_{Ts}} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} \quad (20)$$

پارامترهای اصلی طراحی شرایط عملکردی سیستم ترکیبی در جدول ۱ نشان داده شده است.

جدول ۱: شرایط عملکردی سیکل ترکیبی در حالت نقطه طراحی

توربین گاز	
بازده کمپرسور	۰/۸۱
بازده توربین	۰/۸۴
بازده توربین قدرت	۰/۸۹
بازده مبدل حرارتی	۰/۸
بازده محفظه احتراق	۰/۹۸
بازده ژنراتور AC	۰/۹۵
پیل سوختی اکسید جامد	
فاکتور مصرف هوا	۰/۳۵
فاکتور مصرف سوخت	۰/۸۵
دمای توده	۱۲۷۳
چگالی جریان	۳۰۰۰ A/m ²
بازده تبدیل DC-AC	۰/۸۹
مساحت پیل	۸۳۴ mm ²
تعداد پیل	۱۲۰۰۰
افت فشارها	
مبدل حرارتی	٪۴
توده پیل سوختی	٪۴
محفظه احتراق	٪۵

پیش بینی سیستم هیبریدی در حالت خارج از نقطه طراحی

با استفاده از محاسبات سیکل، محاسبه نسبت فشاری که در درجه حرارت بیشینه معین سیکل، بالاترین راندمان کلی را بدهد و همچنین تعیین گذر جرمی مورد احتیاج برای قدرت خواسته شده، امکان پذیر خواهد بود. هنگامی که چنین محاسبات اولیه ای انجام شد، می توان مناسبترین اطلاعات طراحی برای هر کاربرد بخصوص را انتخاب نمود. بعد از آن، طراحی تک تک اجزای یک توربین گاز به نحوی که واحد کامل، بازدهی مطلوب خود را به هنگام کار در نقطه طراحی ارائه دهد، امکان پذیر می گردد. (یعنی هنگامی که واحد در سرعت، نسبت فشار و گذر جرمی مشخصی که اجزا برای آن

طراحی شده‌اند، کار کنند.) در این صورت، مسأله باقیمانده، به دست آوردن تغییرات بازدهی توربین گاز در تمامی دامنه کاری مربوط به سرعت و قدرت خروجی است که به طور معمول به عنوان بازدهی در خارج از نقطه طراحی نامیده می‌شود. [۶]. مشخصه‌های بازدهی تک تک اجزا را می‌توان بر اساس تجارب قبلی یا بدست آمده از آزمایش‌های حقیقی برآورد نمود. هنگامی که این اجزا در یک موتور به یکدیگر متصل می‌شوند، دامنه شرایط کاری برای هر یک از اجزا به طور قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد. مسأله، به دست آوردن نقاط کاری مربوط به مشخصه‌های هر یک از اجزا، به هنگامی است که موتور در سرعت یکنواخت و یا تعادل خود کار کند.

مشخصه‌های توربین و کمپرسور

تغییرات گذر جرمی، نسبت فشار و راندمان با سرعت دورانی کمپرسور و توربین، با توجه به منحنی‌های مشخصه کمپرسور و توربین به دست می‌آید. مشخصه‌های کمپرسور بر اساس مدل کمپرسور ASME 95-GT-79 و مشخصه توربین بر اساس مدل توربین NASA-CR-174646 انتخاب شده است (شکل ۲ و ۳) [۳]. برای محاسبات دقیق، لازم است که تغییرات افت فشار را در کانال ورودی، اتاق احتراق و کانال خروجی در نظر بگیریم. اگر چه این تلفات از مرتبه دوم تأثیر برخوردارند و محاسبات نقاط خارج از طراحی، بر اساس چشم پوشی از تلفات در ورودی و خروجی و به حساب آوردن افت فشار اتاق احتراق به صورت درصد ثابتی از فشار تولیدی کمپرسور شروع می‌شود. چنین تقریباتی کاملاً برای بسیاری موارد کافی خواهد بود.

کار خارج از نقطه طراحی یک توربین گاز تک‌محور با پیل سوختی

با توجه به توربین گاز تک محوری که در شکل ۱ نشان داده شد، با صرف نظر کردن از افت‌های فشار در ورودی و خروجی، نسبت فشار در طول توربین با استفاده از نسبت فشار کمپرسور و افت فشار در اتاق احتراق و مبدل حرارتی، محاسبه می‌شود. گذر جرمی در طول توربین برابر با گذر جرمی تولیدی کمپرسور است (گذر سوخت، جبران کمبود هر گونه هوای خارج شده را می‌نماید). جریان‌های خروجی اغلب تقریباً مساوی با گذر سوخت هستند. در عبارات کلی، روند به دست آوردن یک نقطه کار تعادل به صورت زیر است:

الف: یک خط سرعت ثابت را بر روی مشخصه کمپرسور انتخاب کنید و یک نقطه روی این خط برگزینید. در آن صورت،

$$\text{مقادیر } \frac{m\sqrt{T_1}}{P_1} \text{ و } \frac{P_2}{P_1} \text{ و } \eta_c \text{ و } \frac{N}{\sqrt{T_1}} \text{ مشخص خواهند شد.}$$

ب: نقطه مربوطه روی مشخصه توربین، با فرض یکسان بودن سرعت دورانی و گذر جرمی، به دست می‌آید.

ج: با تطابق مشخصه‌های کمپرسور و توربین، لازم است معلوم شود آیا کار خروجی مربوطه به نقطه کار انتخابی با مقدار مورد نیاز برای تأمین بار، سازگار هست یا نه. برای دانستن این مطلب، داشتن اطلاعاتی در مورد تغییرات قدرت با سرعت که خود بستگی به طریقه جذب قدرت دارد، ضروری است.

کمپرسور و توربین مستقیماً به یکدیگر متصل می‌شوند. در نتیجه، برای سازگاری سرعت‌های دورانی لازم است:

$$\frac{N}{\sqrt{T_5}} = \frac{N}{\sqrt{T_1}} \times \sqrt{\frac{T_1}{T_5}} \quad (21)$$

سازگاری بین گذر کمپرسور و توربین را می‌توان بر حسب جریان‌های بدون بعد به صورت زیر بیان کرد:

$$\frac{\dot{m}_5 \sqrt{T_5}}{P_5} = \frac{\dot{m}_1 \sqrt{T_1}}{P_5} \times \frac{P_1}{P_2} \times \frac{P_2}{P_5} \times \sqrt{\frac{T_5}{T_1}} \times \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_1} \quad (22)$$

نسبت فشار $\frac{P_5}{P_2}$ را می‌توان مستقیماً از افت فشار مبدل حرارتی و پیل سوختی و محفظه احتراق به دست آورد:

$$\frac{P_5}{P_2} = 1 - \left(\frac{\Delta P_{recup}}{P_2} + \frac{\Delta P_{FC}}{P_2} + \frac{\Delta P_b}{P_2} \right) \quad (23)$$

در اینجا، مقادیر $\frac{\dot{m} \sqrt{T_1}}{P_1}$ و $\frac{P_2}{P_1}$ توسط انتخاب نقطه کار روی مشخصه کمپرسور تعیین می‌گردند. فرض می‌شود که $\frac{P_5}{P_2}$ ثابت و $\frac{\dot{m} \sqrt{T_1}}{P_1}$ تابعی از نسبت فشار توربین $\frac{P_5}{P_6}$ می‌باشد. بنابراین، کلیه عبارات معادله (۲۲)، جز $\sqrt{\frac{T_5}{T_1}}$ را می‌توان از

مشخصه‌های کمپرسور و توربین به دست آورد. به این ترتیب، درجه حرارت ورودی توربین T_5 ، با مشخص شدن درجه حرارت محیط که برابر T_1 است، از معادله (۲۲) به دست می‌آید و یا می‌توان با مشخص کردن درجه حرارت ورودی توربین، توان خروجی را به دست آورد.

با مشخص شدن درجه حرارت ورودی به توربین، سرعت دورانی بدون بعد توربین یعنی $\frac{N}{\sqrt{T_5}}$ از معادله (۲۱) به دست

می‌آید. در این صورت، می‌توان با استفاده از مقادیر شناخته شده $\frac{N}{\sqrt{T_5}}$ و $\frac{P_5}{P_6}$ راندمان توربین را از مشخصه توربین به

دست آورد و افت درجه حرارت توربین را نیز از رابطه زیر محاسبه کرد:

$$\Delta T_{56} = \eta_T T_5 \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_6} \right)^{\frac{-(\gamma-1)}{\gamma}} \right] \quad (24)$$

می‌توان افزایش درجه حرارت کمپرسور را برای نقطه انتخابی روی مشخصه کمپرسور، از رابطه زیر به دست آورد:

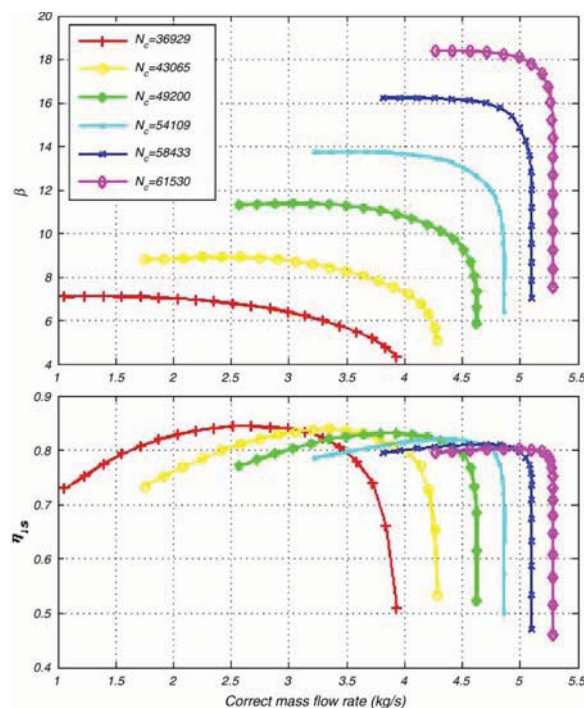
$$\Delta T_{12} = \frac{T_1}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (25)$$

به این ترتیب، قدرت خروجی خالص مربوط به نقطه کار انتخاب شده، از رابطه زیر قابل محاسبه خواهد بود:

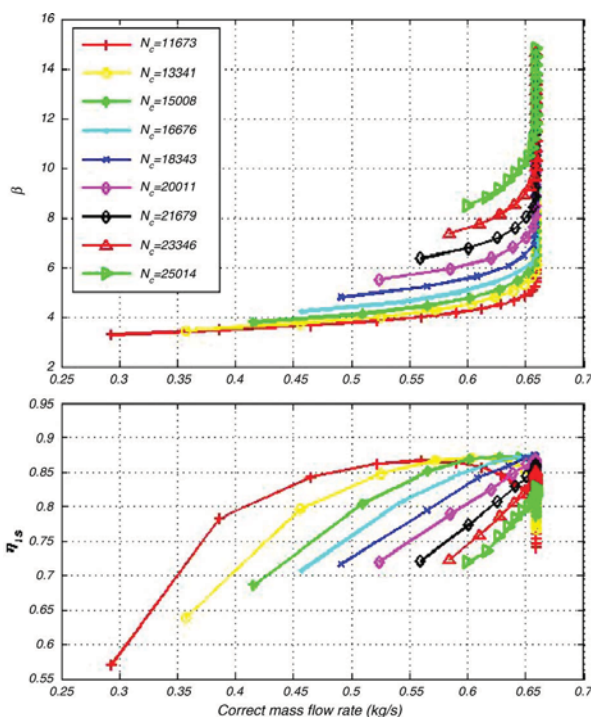
$$\text{کار خالص خروجی} = \dot{m} C_{pg} \Delta T_{56} - \frac{1}{\eta_m} \dot{m} C_{pa} \Delta T_{12} \quad (26)$$

η_m راندمان مکانیکی مجموعه کمپرسور و توربین است و \dot{m} دبی هوای ورودی برای شرایط از پیش تعیین شده محیط، توسط رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{m} = \left(\frac{\dot{m} \sqrt{T_1}}{P_1} \right) \left(\frac{P_a}{\sqrt{T_a}} \right) \quad (27)$$



شکل ۲: نمایی از منحنی عملکرد کمپرسور [۳]



شکل ۳: نمایی از منحنی عملکرد توربین [۳]

نتایج

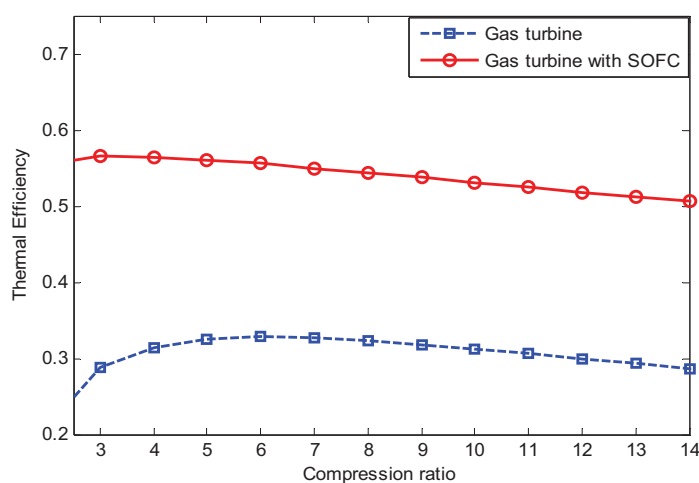
جدول ۲ میزان تغییرات دما، فشار و دبی ورودی و خروجی مراحل نمودار بلوکی مربوط به شکل ۱ در نقطه طراحی را نشان می‌دهد.

جدول ۲: ورودی و خروجی مراحل نمودار بلوکی مربوط به شکل ۱ در نقطه طراحی

شماره	۱	۲	۳	۴	۵	۶
دما	۲۸۸	۴۵۹٫۶	۸۶۶	۱۰۰۹٫۳	۱۲۵۰	۱۱۰۰٫۲
فشار	۱۰۱٫۲	۴۰۵٫۲	۳۸۹	۳۷۳٫۴	۳۵۴٫۸	۱۰۵٫۵
دبی	۴٫۱۲۳	۴٫۱۲۳	۴٫۱۲۳	۴٫۱۳۸۹	۴٫۲۰۶۵	۴٫۲۰۶۵

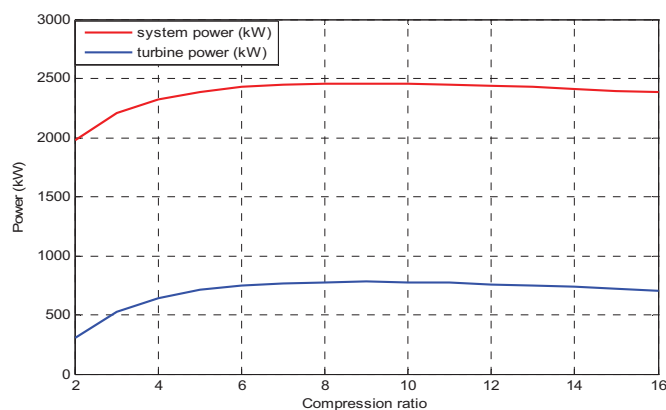
در شکل ۴، عملکرد فوق العاده سیکل ترکیبی در مقایسه با سیستم معمولی در نقطه طراحی را می‌توان مشاهده کرد. یکی از عللی که باعث می‌شود پیل سوختی دما بالا استفاده شود، این است که سیال در حال کار قبل از ورود به محفظه احتراق را پیش گرم می‌کند و همچنین باعث تولید انرژی بیشتر می‌شود. هر دو عامل، باعث افزایش انرژی در مقایسه با حالت

معمولی می شود. براساس مقادیر پیش بینی شده در شکل ۴، سیکل ترکیبی ۲۳ درصد عملکرد بهتری نسبت به توربین گاز معمولی در راندمان سیستم دارد. علاوه بر این، اگر شکل ۴ به دقت مشاهده شود، نشان می دهد که نسبت فشار اثر کمتری بر روی سیکل ترکیبی نسبت به سیستم توربین گاز دارد.



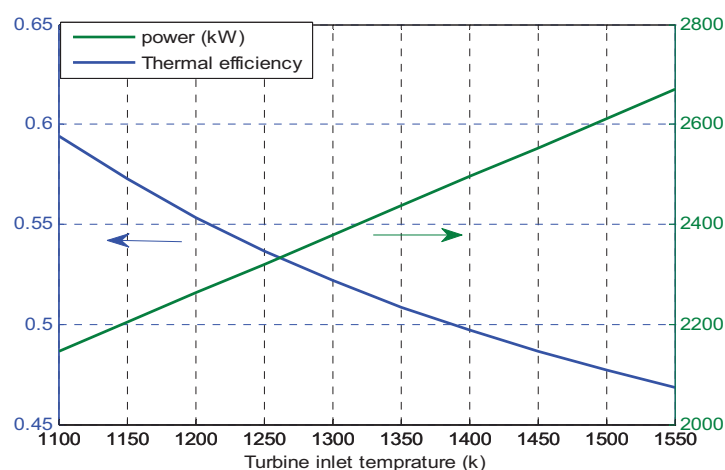
شکل ۴: راندمان سیستم با پیل سوختی و بدون پیل سوختی در نقطه طراحی در دمای ورود به توربین 1250 K

شکل ۵، اثر نسبت فشار بر تولید توان توربین و سیستم ترکیبی را نشان می دهد. با وجود آنکه بهترین نسبت فشار برای به دست آوردن بیشترین راندمان، با مقداری که توان خروجی در آن بیشینه است، تفاوت دارد، اما چون منحنی های هر دو در حوالی نقطه اوج صاف هستند، می توان بدون ایجاد افت زیاد در راندمان، نسبت فشار را بین دو نقطه بالاترین از نظر توان و راندمان انتخاب کرد. معمولاً کمترین نسبت فشاری انتخاب می شود که بازدهی مورد قبول را ارائه دهد.



شکل ۵: اثر نسبت فشار بر روی تولید توان توربین و سیستم ترکیبی در نقطه طراحی در دمای 1250 K کلون

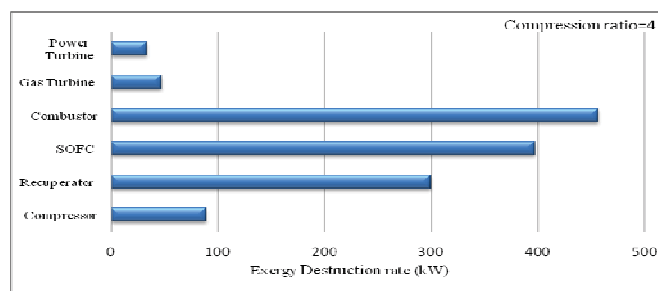
اثر درجه حرارت توربین بر روی بازده ترمودینامیکی و توان خروجی در شکل ۶ نشان داده شده است. هنگامی که دمای ورودی توربین افزایش می‌یابد، کاهش در بازده حرارتی سیستم ترکیبی دیده می‌شود. این نتیجه جالب توجه است که نشان می‌دهد حرارت بیشتر سیال کاری بعد از پیل سوختی در محفظه احتراق مؤثر نیست، اما دلیل عمده برای استفاده از محفظه احتراق، سوزاندن جریان سوختی واکنش نداده در پیل سوختی می‌باشد. توان ویژه خروجی از سیکل و همچنین کنترل بخشی از این سیستم از دلایل استفاده از محفظه احتراق است. شکل ۶ نشان می‌دهد که افزایش درجه حرارت ورودی به توربین باعث افزایش توان خروجی می‌شود.



شکل ۶: اثر دمای ورودی به توربین بر روی راندمان و توان تولیدی سیستم ترکیبی

شکل ۷ نرخ تخریب اکسرژی در اجزای سیکل ترکیبی را نشان می‌دهد. بیشترین برگشت ناپذیری در محفظه احتراق و سپس در پیل سوختی (چون جریان گاز دارای بالاترین درجه حرارت است) رخ می‌دهد. البته توجه به این نکته لازم است که با افزایش نسبت فشار کمپرسور، دمای خروجی از کمپرسور افزایش و در نتیجه میزان سوخت تزریقی به محفظه کاهش می‌یابد. در نتیجه، در نسبت فشارهای بالا میزان تخریب در پیل سوختی بیشتر می‌شود.

برای هر دور ثابت روی مشخصه کمپرسور، فقط یک نقطه وجود دارد که هم کار مورد نیاز ژنراتورگازی و هم سازگاری جریان را ارضا کند. برای بررسی سیستم در خارج از نقطه طراحی، نیاز به منحنی مشخصه کمپرسور و توربین می‌باشد. منحنی مشخصه کمپرسور و توربین در شکل‌های ۲ و ۳ آورده شده است. به کمک منحنی مشخصه کمپرسور و توربین، نقطه مورد نظر در هر دور مشخص برای رسیدن به توان مورد نیاز، نیازمند به چه دبی ورودی هوا و نسبت فشار کمپرسوری می‌باشد را به کمک روش تکرار محاسبه می‌نمایند. نتایج حاصل از بررسی سیستم ترکیبی در حالت خارج از نقطه طراحی در جدول ۳ نشان داده شده است.

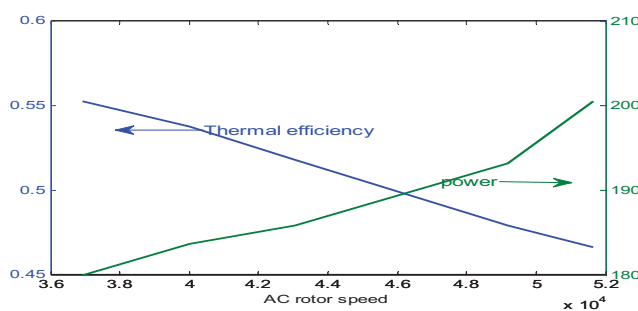


شکل ۷: توزیع تخریب اکسرژی در اجزای مختلف سیکل ترکیبی

جدول ۳: مقادیر بدست آمده از مدل سازی در خارج از نقطه طراحی

نسبت فشار توربین	نسبت فشار کمپرسور	توان تولیدی	هوای ورودی	بازده حرارتی	دمای ورود به توربین	دور کمپرسور
۱۰/۴۹۰۹	۱۲/۵۴۰۹	۲۰۰۵	۳/۵۱۱۵	۰/۴۶۶۲	۱۲۵۰	۵۱۶۵۴
۹/۴۸۱۸	۱۱/۳۳۴	۱۹۳۲	۳/۱۵۶	۰/۴۷۹	۱۲۵۰	۴۹۲۰۰
۷/۴۳۷	۸/۸۹	۱۸۵۸	۲/۴۶	۰/۵۱۸	۱۲۵۰	۴۳۰۶۵
۶/۶۴۹۶	۷/۹۴۸۹	۱۸۳۷	۲/۱۹۶۸	۰/۵۳۷۵	۱۲۵۰	۳۹۹۹۷
۵/۹۳۸۶	۷/۰۹۹	۱۸۰۰	۱/۹۴۶	۰/۵۵۲۹	۱۲۵۰	۳۶۹۲۹

از نتایج معلوم می شود که با افزایش دور، با فرض رسیدن به حداکثر توان، با فرض ثابت ماندن دمای ورود به توربین میزان دبی هوای ورود به سیستم افزایش می یابد و در نتیجه توان سیستم افزایش می یابد. همچنین با افزایش دور میزان فشار کمپرسور و توربین افزایش می یابد. شکل ۸ به صورت کیفی روند تغییرات توان و راندمان سیستم را نشان می دهد. همان طور که مشخص است، با افزایش دور کمپرسور، میزان کار مورد نیاز برای چرخاندن کمپرسور به علت تامین نسبت فشار مورد نظر افزایش و در نتیجه راندمان سیستم کاهش می یابد. با افزایش دور کمپرسور، میزان دبی هوا ورودی سیستم افزایش و در نتیجه، توان سیستم افزایش می یابد.



شکل ۸: اثر دور کمپرسور بر تولید توان و راندمان سیستم

نتیجه‌گیری

در این مقاله، یک سیکل ترکیبی توربین‌گاز و پیل سوختی اکسید جامد مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان از بهبود قابل توجه بازده نسبت به حالت بدون پیل سوختی داشت. همچنین اثرات تست فشار کمپرسور و دور کمپرسور بر روی سیستم ترکیبی در حالت نقطه طراحی و خارج از نقطه طراحی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که با افزایش دور کمپرسور، میزان کار مورد نیاز برای چرخاندن کمپرسور افزایش و در نتیجه، راندمان سیستم کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش دور کمپرسور، میزان دبی هوا ورودی سیستم افزایش و در نتیجه، توان سیستم افزایش می‌یابد.

منابع

- [1] Akkaya A.V. 2007. "Electrochemical model for performance analysis of a tubular SOFC", International Journal of Energy Research, PP.79–98.
- [2] Bejan A. and Dincer I. and Lorente S. 2004 "Miguel, Porous Media in Modern Technologies, Energy, Electronics, Biomedical and Environmental Engineering", Springer-Verlag, New York.
- [3] Calise F. and Palombo A. and Vanoli, L. 2006. "Design and partial load exergy analysis of hybrid SOFC–GT power plant ", Journal Power Sources, Vol. 158(1), PP. 225–244.
- [4] Chan S.H. and Ho H.K. and Tian Y. "Modelling of simple hybrid solid oxide fuel cell and gas turbine power plant", Journal Power Sources, PP.111–120.
- [5] Chan S.H. and Ho H.K. and Tian Y. 2002. "Multi-level modeling of SOFC–gas turbine hybrid system" , Int Journal Hydrogen Energy, PP. 889–900.
- [6] Cohen H. and Rogers G.F.C. and Saravabamutto H.I.H. 1996 "Gas Turbine Theory", Heritage Publishers.
- [7] Costamagna P. and Magistri L. and Massardo A.F. 2001. "Design and part-load performance of a hybrid system based on a solid oxide fuel cell reactor and a micro gas turbine", J Power Sources, PP. 352–368.
- [8] cycle combined with a solid oxide fuel cell", International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 33(20),PP.5811–5822.
- [9] Haseli Y. and Dincer I. and Naterera G.F. 2008 "Thermodynamic analysis of a combined gas turbine power system with a solid oxide fuel cell through exergy", Thermochimica Acta, Vol. 480(2), PP.1–9.
- [10] Larminie A. and Dicks A. 2003 "Fuel Cell Systems Explained", 2nd edition, John Wiley & Sons Ltd, West Sussex England.
- [11] Motahar S. and Alemrajabi A. 2009. "Exergy based performance analysis of a solid oxide fuel cell and steam injected gas turbine hybrid power system", International Journal of hydrogen energy, PP. 2396-2407.

- [12] Massardo A.F. and Lubelli F. 2000. "Internal reforming solid oxide fuel cell-gas turbine combined cycles (IRSOFC-GT)", Transactions of the ASME. J Eng Gas Turbines Power, PP. 27-35.
- [13] Park S.K. and Oh K.S. and Kim T.S. 2007. "Analysis of the design of a pressurized SOFC hybrid system using a fixed gas turbine design ", Journal Power Sources, 170(1), PP.130-139.
- [14] Shapiro H.N. and Moran M.J. 2006. "Fundamental of Engineering Thermodynamics", John Wiley & Sons.
- [15] Singhal S.C. 2000. "Advances in solid oxide fuel cells", Journal of Solid State Ionics ,PP. 188-200.
- [16] Srivastava N. 2006. "Modeling of solid oxide fuel cell / gas turbine hybrid system", Master of science, The Florida university.
- [17] Yang W.J. and Park S.K. and Kim T.S. and Kim J.H. and Sohn, J.L. and Ro S.T. 2006. " Design performance analysis of pressurized solid oxide fuel cell/gas turbine hybrid systems considering temperature constraints", Journal Power Sources, PP. 462-473.