

تحلیل ترمودینامیکی و آنالیز انرژی سیکل های نوین تولید همزمان برق و حرارت و پیل سوختی اکسید جامد

محمود ابراهیمی^{۱*}، مجتبی حیدری^۲

تاریخ دریافت مقاله:

۸۹/۲/۲

تاریخ پذیرش مقاله:

۸۹/۴/۱۵

چکیده:

از جمله مواردی که به عنوان راه‌حلی برای کاهش مصرف انرژی و کاهش آلودگی هوا استفاده وسیعی یافته است، سیکل‌های تولید همزمان برق و حرارت یا CHP می‌باشد. در این‌گونه سیکل‌ها گازهای خروجی از توربین گاز وارد واحد تولید بخار گشته تا بخار یا آب‌گرم مصرفی مورد نیاز را تولید کند. در این میان و با توجه به کاربرد روز افزون پیل‌های سوختی اکسیدجامد، سیکل‌های ترکیبی شامل پیل سوختی، توربین گاز و بویلر بازیاب مورد توجه قرار گرفته شده است.

در این مقاله سیکل ترکیبی شامل پیل سوختی، توربین گاز و بویلر بازیاب از نظر ترمودینامیکی تحلیل شده و نتایج عملکرد آن با سیکل CHP معمولی مقایسه شده است. مدل‌سازی الکتروشیمیایی و شیمیایی پیل سوختی و همچنین آنالیز انرژی و ترمودینامیکی کلیه اجزای سیکل انجام شده است. در دامه تغییرات عملکرد سیکل با پارامترهای اساسی سیکل مانند دمای محصولات احتراق ورودی به توربین گاز، فشار بخار بویلر بازیاب، نقطه پینچ، شدت جریان و دمای استک پیل سوختی، مورد بررسی قرار گرفته و نتایج تحلیل شده‌اند. بنابر نتایج حاصله، راندمان سیکل ترکیبی شامل پیل سوختی به مراتب بالاتر می‌باشد.

کلمات کلیدی:

انرژی، انرژی، بویلر بازیافت
حرارت، پیل سوختی اکسید
جامد، تولید همزمان برق و
حرارت

(۱) دانشگاه علم و صنعت ایران، دانشکده مهندسی مکانیک، استادیار

(۲) دانشگاه علم و صنعت ایران، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشجوی کارشناسی ارشد

* نویسنده مسئول، Ebrahimi@iust.ac.ir

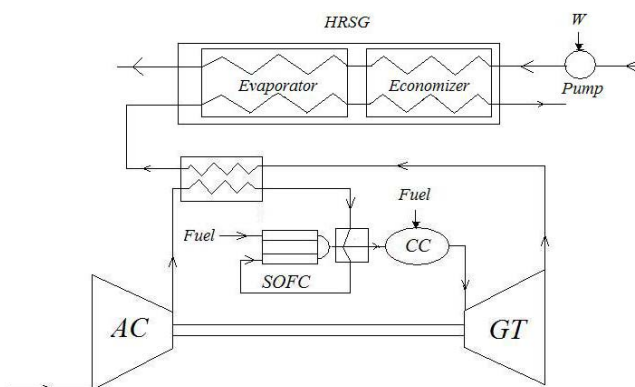
مقدمه

پیل های سوختی، به خاطر راندمان بالا و آلودگی کم، گزینه‌های مناسبی برای تولید توان می‌باشند. در میان انواع مختلف پیل‌های سوختی، پیل سوختی اکسید جامد، یا به تنهایی و یا به صورت یک جزء از یک سیکل، بیشتر استفاده می‌شود. ترکیب پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز^۱، مرسوم ترین و گسترده ترین ترکیب مورد استفاده در سیکل‌های تولید توان دارای راندمان بالا و آلودگی کم می‌باشد.

مدل سازی ترمودینامیکی سیکل‌های SOFC-GT گام اول در جهت بررسی عملکرد آن‌ها می‌باشد. هندسه و سوخت‌های متفاوتی در پیل‌های سوختی استفاده می‌شود. نوع سوخت اثرات قابل توجهی بر روی رفتار ترمودینامیکی و زیست محیطی پیل‌های سوختی دارد. باید توجه نمود که در حالت استفاده از متان یا گاز طبیعی، استفاده از فرایند بهسازی^۲ ضروری می‌باشد. چند روش مختلف بهسازی سوخت در مرجع شماره [۱۰] آورده شده است. برای شبیه سازی سیکل‌های هیبریدی پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز، نیاز به بررسی واکنش‌های شیمیایی و الکتروشیمیایی و روابط حاکم بر کلیه اجزای سیکل می‌باشد. برای به دست آوردن این روابط از منابع [۲،۳،۴] استفاده شده است. میزان افت پتانسیل در مراجع [۲،۳] و جزئیات آن در [۴] می‌باشد.

مدل سازی ترمودینامیکی هر یک از اجزای سیستم

در شکل (۱) شماتیک سیکل آورده شده است. همان طور که مشخص است این سیکل از پیل سوختی اکسید جامد، کمپرسور، توربین گاز، محفظه احتراق و پیش گرم کن هوا تشکیل شده است.



شکل (۱): شماتیک سیکل

^۱ SOFC-GT

^۲ Reforming

در این مدل سازی، گاز طبیعی با ۹۷٪ متان، ۱/۵٪ دی اکسید کربن، ۱/۵٪ نیتروژن [1] و هوا نیز با ترکیب ۷۹٪ نیتروژن و ۲۱٪ اکسیژن [1, 4] در نظر گرفته شده است. لذا واکنش‌های شیمیایی، فرآیندهای بهسازی و ارتقای^۱ سوخت باید در نظر گرفته شود. جدول (۱) مشخصات فیزیکی و الکتروشیمیایی پیل مورد استفاده را نشان می‌دهد.

جدول ۱: مشخصات فیزیکی و الکتروشیمیایی پیل مورد استفاده [12]

۵۰۰	ضخامت آند (μm)
۵۰	ضخامت کاتد (μm)
۱۰	ضخامت الکترولیت (μm)
۱۰۰	سطح موثر (cm ²)
۰/۲	چگالی جریان (A/cm ²)
۰/۶۵	چگالی جریان تبدلی در آند
۰/۲۵	چگالی جریان تبدلی در کاتد

در زیر نحوه مدلسازی اجزای سیکل آورده شده است

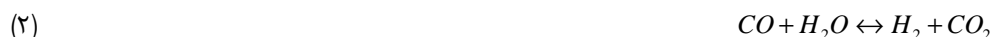
پیل سوختی اکسید جامد

پیل سوختی اکسید جامد بر اساس روابط و اطلاعات موجود در مرجع [1] که مربوط به پیل سوختی لوله ای می‌باشد، مدل شده است. معادلات بهسازی و ارتقای سوخت به شرح زیر می‌باشد:

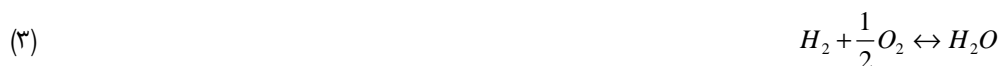
بهسازی



ارتقا



واکنش الکتروشیمیایی که تولید گرما و کار می‌کنند نیز به شرح زیر می‌باشد:



لازم به ذکر است که کلیه واکنش‌های شیمیایی به صورت تعادلی در نظر گرفته شده و ثابت‌های تعادلی نیز توسط فرمول‌های زیر بیان می‌شوند [1, 8, 10, 13]

$$(۴) \quad K_{refor\ min\ g} = \frac{x_{H_2}^3 x_{CO}}{x_{CH_4} x_{H_2O}} P^2$$

^۱ Shifting

$$(۵) \quad K_{shifting} = \frac{x_{H_2} x_{CO_2}}{x_{CO} x_{H_2O}}$$

$$(۶) \quad \ln K = AT^4 + BT^3 + CT^2 + DT + E$$

A, B, C, D مقادیر ثابت بوده که مقدار آنها در هر دو حالت بهسازی و ارتقای سوخت در جدول (۲) آورده شده است:

جدول ۲: ضرایب مربوط به معادله ۶ [1, 8, 10, 13]

Constant	Reforming	Shifting
A	-2.6312e-11	5.47e-12
B	1.2406e-07	-2.5748e-08
C	-0.00022523	0.000046374
D	0.19503	-0.03915
E	-66.1395	13.2097

ولتاژ ایده آل سل پیل سوختی را توسط معادله نرنست به صورت زیر می‌توان به دست آورد:

$$(۷) \quad V_N = V_0 - \frac{RT}{2F} \ln \left(\frac{x_{H_2O}}{x_{H_2} \sqrt{x_{O_2}}} \right)$$

ولی به علت بازگشت ناپذیری‌های موجود، ولتاژ واقعی پیل سوختی از ولتاژ نرنست پایین تر می‌باشد. این بازگشت ناپذیری‌ها را می‌توان در سه گروه تلفات اصلی تلفات اهمی، فعال سازی و غلظت، طبقه بندی کرد. بنابراین ولتاژ واقعی سل به صورت زیر به دست می‌آید:

$$(۸) \quad V = V_N - V_{ohm} - V_{act} - V_{con}$$

افت پتانسیل اهمی را می‌توان از طریق رابطه زیر به دست آورد [3, 4]:

$$(۹) \quad V_{ohm} = (R_{contact} + \sum \rho_k L_k) i$$

که در آن:

$$(۱-۱۰) \quad \rho_a = 8.114 \times 10^{-6} \exp\left(\frac{600}{T}\right)$$

$$(۲-۱۰) \quad \rho_e = 2.94 \times 10^{-6} \exp\left(\frac{10350}{T}\right)$$

$$(۳-۱۰) \quad \rho_c = 2.94 \times 10^{-6} \exp\left(\frac{-1392}{T}\right)$$

$$(۴-۱۰) \quad \rho_i = 125.6 \times 10^{-6} \exp\left(\frac{4690}{T}\right)$$

میزان تلفات فعال سازی، از طریق معادله زیر به دست می‌آید [4]:

$$(11) \quad V_{act} = V_{act,a} + V_{act,c} = \frac{RT}{F} \sinh^{-1} \left(\frac{i}{2i_{o,a}} \right) + \frac{RT}{F} \sinh^{-1} \left(\frac{i}{2i_{o,c}} \right)$$

افت پتانسیل غلظت را می‌توان به صورت زیر به دست آورد:

$$(12) \quad V_{conc} = V_{conc,a} + V_{conc,c} = \left[-\frac{RT}{2F} \ln \left(1 - \frac{i}{i_{as}} \right) + \frac{RT}{2F} \ln \left(1 + \frac{x_{H_2} \times i}{x_{H_2O} \times i_{as}} \right) \right] + \left[\frac{RT}{4F} \ln \left(1 - \frac{i}{i_{cs}} \right) \right]$$

محدودیت جریان در آند و کاتد نیز در مرجع [3, 4] آورده شده است.

توان خروجی پیل سوختی را می‌توان به صورت زیر نمایش داد:

$$(13) \quad \dot{W}_{FC} = I.V$$

مدل ترمودینامیکی پیل سوختی به صورت زیر می‌باشد:

$$(14) \quad \left(\sum_{anode} m_i h_i + \sum_{cathod} m_i h_i \right)_{in} = \dot{W}_{FC} + \left(\sum_{anode} m_i h_i + \sum_{cathod} m_i h_i \right)_{out} + \dot{Q}_{FC}$$

تلفات انرژی مربوط به هر قسمت سیکل از رابطه کلی زیر به دست می‌آید:

$$(15) \quad \dot{E}_D = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) - \dot{W} + \sum \dot{E}_{in} - \sum \dot{E}_{out}$$

که در آن نرخ انرژی برای کل نرخ انرژی بوده و به شرح زیر می‌باشد:

$$(16) \quad \dot{E} = \dot{E}_{ch} + \dot{E}_{ph}$$

کمپرسور

مدل ترمودینامیکی کمپرسور هوا بر اساس راندمان آیزنتروپیک و نسبت فشار کمپرسور می‌باشد:

$$(17) \quad T_{out} = T_{in} \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{AC}} \left[r_c^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1 \right] \right\}$$

توربین گاز

معادله مربوط به مدل سازی توربین گاز به صورت زیر می‌باشد:

$$(18) \quad T_{out} = T_{in} \left\{ 1 - \eta_{GT} \left[1 - \left(\frac{P_{in}}{P_{out}} \right)^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}} \right] \right\}$$

محفظه احتراق

در محفظه احتراق گازهای خروجی از پیل سوختی و گاز طبیعی با یکدیگر واکنش می‌دهند. توسط معادلات بالانس انرژی و معادله احتراق می‌توان نرخ جریان مولی محصولات احتراق و همچنین دمای آن را به دست آورد.

پیش گرم کن هوا

مدل ترمودینامیکی پیش گرم کن‌ها به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\eta_{AP} (m(h_{in} - h_{out}))_g = (m(h_{in} - h_{out}))_a \quad (19)$$

بویلر بازیافت حرارتی^۱

بویلر بازیافت حرارتی تولید بخار اشباع در فشار معینی (Pmain) می‌کند. نقطه پینچ نقش اساسی در عملکرد HRSG دارد. برای مدل کردن HRSG از روابط زیر استفاده شده است:

$$T_{out} = T_{sat} + PP \quad (20)$$

$$\dot{m}_{steam} (h_{out} - h_{in})_{steam} = \dot{m}_g C_{Pg} (T_{in} - T_{out})_g \quad (21)$$

اکنونما یزر:

$$\dot{m}_{steam} (h_{out} - h_{in})_{steam} = \dot{m}_g C_{Pg} (T_{in} - T_{out})_g \quad (22)$$

کار خالص خروجی و راندمان اگزورژی کل سیکل از طریق فرمول‌های زیر به دست می‌آیند:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{FC} + \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC} - \dot{W}_{Pump} \quad (23)$$

$$\eta_{total} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_{steam}}{\dot{m}_{fuel} \times 1.06 \times LHV} \quad (24)$$

نتیجه گیری

در این مقاله از یک برنامه کامپیوتری در نرم افزار مطلب برای حل معادلات استفاده شده است. کد نوشته شده دارای این قابلیت است که بتوان مقادیر پارامترهای بیان شده در جدول (۳) را به دلخواه تغییر داد. به این ترتیب می‌توان به بررسی تغییر هر پارامتر بر عملکرد سیستم پرداخت.

^۱ HRSG

جدول ۳: مقادیر پارامترهای ورودی مدل SOFC-MGT [1]

SOFC	
۰/۸۷	بازدهی پلی تروپیک کمپرسور هوا
۰/۸۳	بازدهی آیزنتروپیک کمپرسور سوخت
۸۳۴	سطح موثر، cm^2
۰/۳۵	چگالی جریان، A/cm^2
۰/۸۵	فاکتور مصرف سوخت (U_f)
۹۶۴۸۷	ثابت فارادی
۰/۰۵	طول موثر آند، m
۰/۰۰۵	طول موثر کاتد، m
۰/۰۰۱	طول موثر الکترولیت، m
۱۱۵۲	تعداد تک پیل‌های استک
توربین گاز	
۱۱۲۷	دمای گازهای ورودی به توربین، $^{\circ}\text{C}$
۰/۸۵	بازدهی پلی تروپیک توربین

همچنین در جدول (۴) لیست و محدوده تغییرات پارامترهایی که تحلیل بر اساس آنها صورت می‌گیرد آورده شده است. توجه بفرمایید که به هنگام بررسی پارامتریک سیستم، تنها یکی از پارامترهای مذکور تغییر داده خواهد شد. در این صورت مقادیر دیگر پارامترها ثابت در نظر گرفته می‌شود. به این ترتیب، دمای استک برابر ۱۰۰۰ درجه سانتیگراد و نسبت فشار کمپرسور برابر ۷ لحاظ می‌گردند.

جدول ۴: پارامترهای تحلیل سیستم و محدوده تغییرات آنها

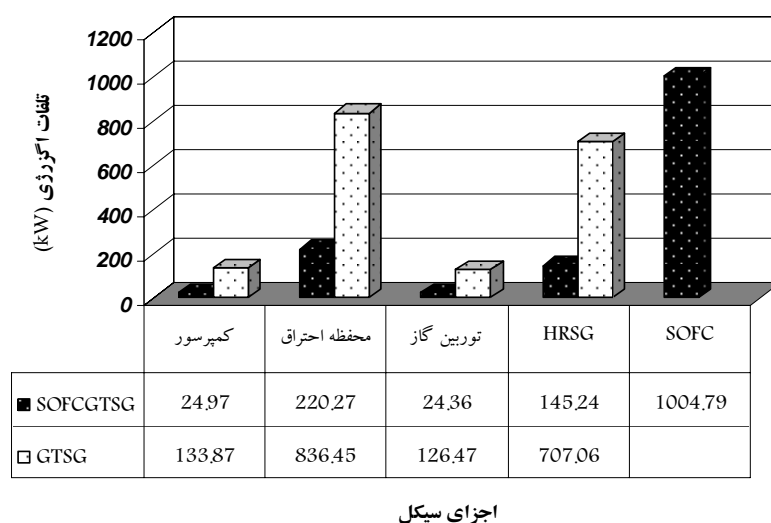
محدوده تغییرات	پارامتر
۱۱۰۰ - ۹۰۰	دمای استک، $^{\circ}\text{C}$
۱۲ - ۳	نسبت فشار کمپرسور

قبل از اینکه بررسی پارامتریک سیستم انجام شود، کد نوشته شده با نتایج تحقیقات گذشته چک میشود تا صحت آن مشخص گردد. در جدول (۵) نتایج حاصله از کد را برای ولتاژ خروجی پیل سوختی اکسید جامد در مقایسه با نتایج ارائه شده در [12] آمده است. در ادامه به بررسی پارامتریک سیستم مورد مطالعه می‌پردازیم.

جدول ۵: مقایسه نتایج مدل ترمودینامیکی با مرجع [4]

چگالی جریان (A/cm ²)	ولتاژ پیل حاصل از مدل	ولتاژ پیل در مرجع	چگالی توان حاصل از مدل	چگالی توان در مرجع
۰/۱	۰/۷۹۷	۰/۸۳	۰/۰۸۳	۰/۰۸۳
۰/۲	۰/۷۸۶	۰/۷۹۴	۰/۱۵۷	۰/۱۵۹
۰/۳	۰/۷۶۶	۰/۷۵۴	۰/۲۳۰	۰/۲۲۶
۰/۴	۰/۷۳۰	۰/۷۰۵	۰/۲۹۲	۰/۲۸۲
۰/۵	۰/۷۰۱	۰/۶۳۹	۰/۳۵۰	۰/۳۱۹

در شکل (۲) تلفات انرژی اجزای مختلف سیکل ساده GT و سیکل SOFC-GT با یکدیگر مقایسه شده است. واکنش‌های شیمیایی مهمترین تلف کننده انرژی در سیکل‌های تولید توان بوده که در نتایج نیز این مطلب تایید شده است. HRS، محفظه احتراق و پیل سوختی بیشترین تلف کننده انرژی در سیکل می‌باشند.



شکل ۲: مقایسه تلفات انرژی اجزای مختلف سیکل‌های SOFCGTSG و GTSG

در جدول (۲) نتایج شبیه سازی هر دو نوع سیکل GTSG و SOFCGTSG آورده شده است. در این مقاله، توان خالص خروجی هر دو سیکل، برابر در نظر گرفته شده است. راندمان انرژی پیل سوختی تقریباً دو برابر توربین گاز بوده. از آن جا که حدود ۸۰ درصد از توان خالص خروجی، توسط پیل سوختی تولید شده لذا راندمان انرژی سیکل SOFCGTSG بیشتر می‌شود. راندمان انرژی SOFCGTSG نیز همان طور که در جدول (۲) آمده است، بیشتر از سیکل GTSG

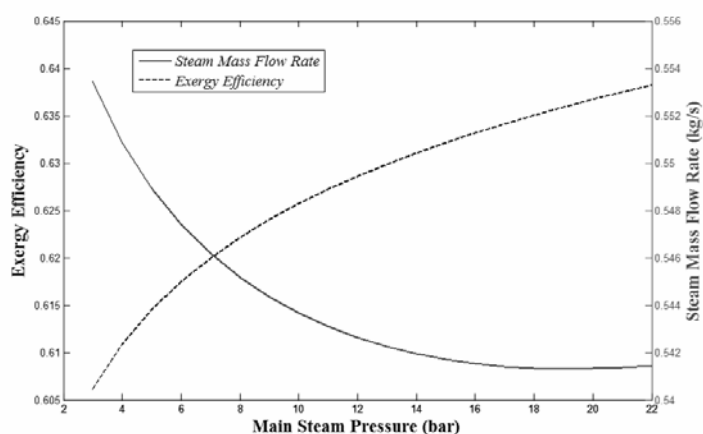
می‌باشد. دبی‌های جرمی مربوط به هر دو سیکل با یکدیگر مقایسه شده است. مقایسه نرخ دبی جرمی سوخت در دو حالت نشان می‌دهد که نرخ دبی جرمی سوخت سیکل SOFCGTSG به طور قابل توجهی کمتر از سیکل GTSG می‌باشد. کاهش دبی سوخت باعث کاهش انتشار دی اکسید کربن و همچنین کاهش هزینه بهره برداری می‌شود.

جدول ۲: مقایسه نتایج شبیه سازی سیکل‌های GTSG و SOFCGTSG

سیکل GTSG	سیکل SOFCGTSG	
۵۰٪	۶۱٪	راندمان انرژی
۰/۱۳	۰/۰۲	دبی سوخت مصرفی در محفظه احتراق (kg/s)
۲۰۹۰/۹۲	۲۰۹۰/۹۲	توان خالص خروجی سیکل (kW)
-	۱۷۸۳/۳۴	توان پیل سوختی (kW)
-	۱/۳۶	دبی هوای ورودی به پیل سوختی (kg/s)
-	۰/۰۶	دبی سوخت ورودی به پیل سوختی (kg/s)
۷/۲۸	-	دبی جریان هوا (kg/s)
۱/۵۳	۰/۳۱	دبی جریان بخار (kg/s)

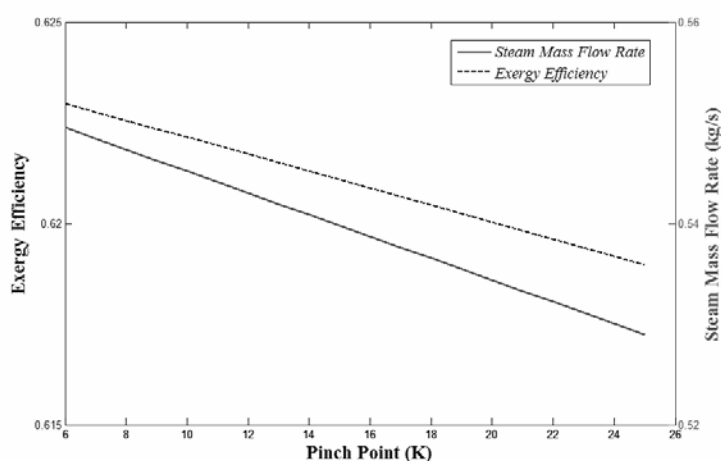
در این قسمت به بررسی تاثیرات پارامترهای مختلف بر عملکرد سیکل می‌پردازیم:

در شکل (۳) تاثیر فشار بخار تولیدی بر روی راندمان انرژی و دبی جرمی بخار تولیدی، نمایش داده شده است. با افزایش فشار بخار، دمای جوش آب نیز افزایش می‌یابد لذا نیاز به حرارت بیشتری برای تولید بخار می‌باشد. حال با ثابت فرض کردن شرایط محصولات احتراق ورودی به بویلر بازیافت، دبی بخار خروجی از بویلر بازیافت با افزایش فشار بخار کاهش می‌یابد. باعث کاهش دمای دود خروجی از HRSG می‌گردد که این امر باعث کاهش تلفات انرژی سیکل می‌شود. در فرایند انتقال حرارت، سطح دمایی انتقال حرارت تاثیر مهمی بر نرخ تخریب انرژی دارد به این ترتیب که هر چه انتقال حرارت در سطوح دمایی نزدیک تری به دمای محیط صورت گیرد میزان تخریب انرژی بیشتر می‌گردد. از آن جا که افزایش فشار بخار بویلر بازیافت به معنی افزایش نقطه جوش آب و در نتیجه افزایش دمای میانگین انتقال حرارت در بویلر می‌شود میزان تخریب انرژی کم شده لذا راندمان انرژی افزایش می‌یابد.



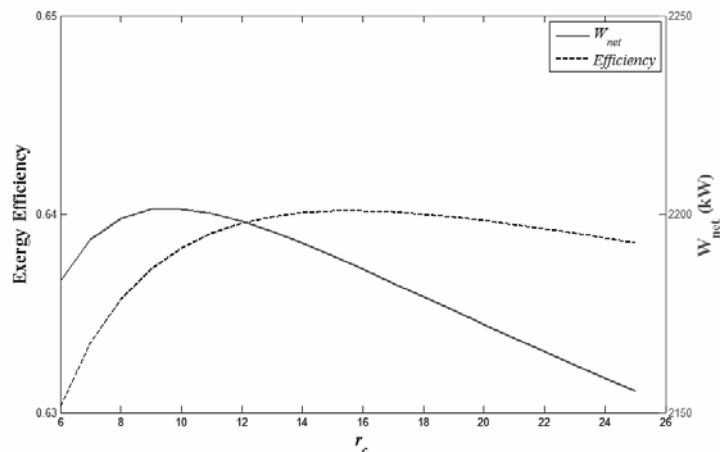
شکل ۳: تاثیر فشار بخار بر روی راندمان انرژی و دبی جرمی بخار

تاثیر نقطه پینچ بر راندمان انرژی و همچنین تولید بخار در شکل (۴) آورده شده است. افزایش نقطه پینچ باعث افزایش دمای دود خروجی از توربین می‌شود. در نتیجه راندمان انرژی و نرخ تولید بخار کاهش می‌یابد. توجه به این نکته ضروری است که کاهش دمای نقطه پینچ نیاز به افزایش سطح تبادل انتقال حرارت در مبدل دارد لذا قیمت مبدل افزایش می‌یابد.



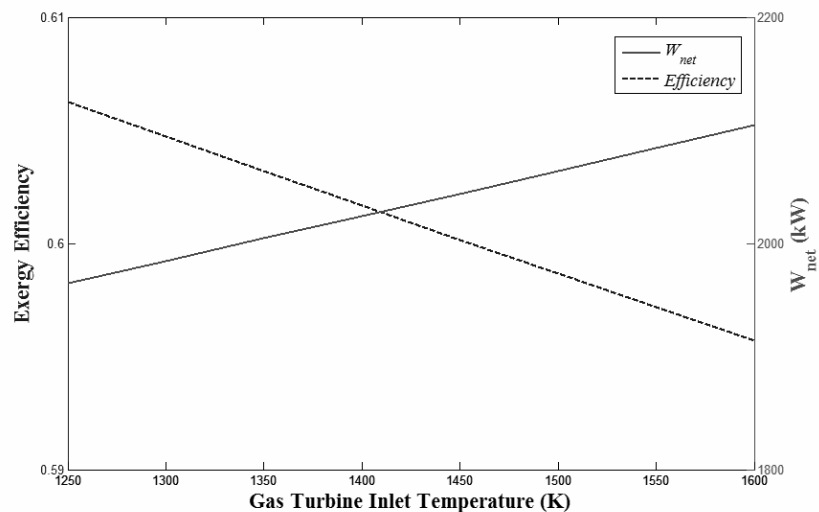
شکل (۴): تاثیر نقطه پینچ بر روی راندمان انرژی و دبی بخار تولیدی

نسبت فشار کمپرسور تاثیر مهمی بر روی سیکل توربین گاز دارد. این تاثیر در شکل ۵ نمایش داده شده است. در مقالات تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر سیکل GT به طور کامل شرح داده شده است.



شکل ۵: تغییرات راندمان اگزرژی و توان خالص خروجی با نسبت فشار کمپرسور

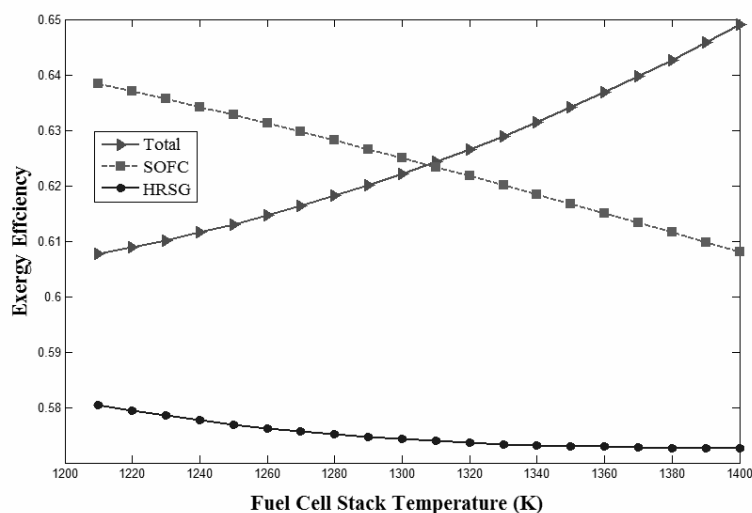
هنگامی که دمای ورودی به توربین گاز افزایش یابد، نرخ دبی جرمی سوخت ورودی به محفظه احتراق و همچنین توان خالص خروجی سیکل GT نیز افزایش می‌یابد. افزایش توان توربین گاز باعث کاهش محسوس راندمان اگزرژی می‌شود. در واقع تولید توان بالا باعث کاهش راندمان سیکل می‌گردد. این تاثیر در شکل (۶) آورده شده است.



شکل ۶: تاثیر دمای ورودی به توربین گاز بر روی راندمان اگزرژی و توان خالص خروجی

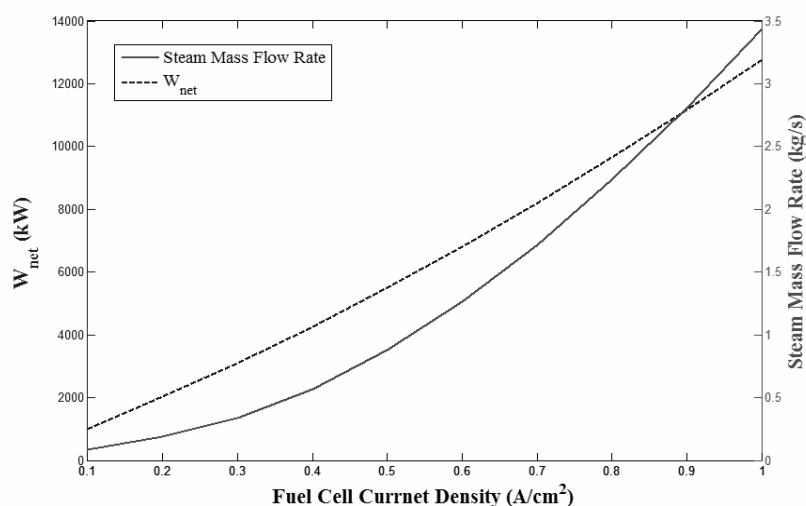
دمای استک پیل سوختی یکی از مشخصه‌های مهم آن می‌باشد. دمای استک پیل سوختی با دبی جریان هوا قابل کنترل می‌باشد. در یک چگالی جریان ثابت میزان دبی سوخت SOFC ثابت است ولی دبی هوا کاهش و یا افزایش می‌یابد لذا با کاهش دبی جریان هوا، دمای استک پیل سوختی را افزایش می‌دهیم. با افزایش دمای استک پیل سوختی، راندمان اگزرژی SOFC به

علت افزایش تلفات فعال سازی و غلظت، کاهش می‌یابد. علاوه بر این بالا رفتن دمای استک پیل سوختی، منجر به کاهش دبی سوخت ورودی به محفظه احتراق می‌شود که باعث افزایش راندمان کلی سیکل می‌گردد (شکل ۷).



شکل ۷: تغییرات راندمان انرژی تلف کننده‌های مهم انرژی با دمای استک پیل سوختی

افزایش چگالی جریان باعث کاهش راندمان SOFC شده که نهایتاً باعث کاهش راندمان کل سیکل می‌شود. علاوه بر این افزایش چگالی جریان با افزایش دبی سوخت ورودی به پیل سوختی همراه بوده که این امر باعث افزایش دبی جرمی دود ورودی به HRSG می‌شود لذا همان طور که در شکل (۸) مشاهده می‌شود، با افزایش چگالی جریان، دبی جرمی بخار نیز افزایش می‌یابد.



شکل (۸): تاثیر چگالی جریان پیل سوختی بر روی توان تولیدی و دبی بخار تولیدی

فهرست علائم و اختصارات

\dot{W} توان (kW)	\dot{E} نرخ انرژی (kW)
حروف یونانی	F ثابت فاراده (C/kmol)
ρ مقاومت اهمی به ازای واحد طول (Ω/m)	h آنتالپی (kJ/kg)
η راندمان	i چگالی جریان (A/cm^2)
γ نسبت گرمای ویژه	i_o چگالی جریان تبدیلی (A/cm^2)
پانویس ها	$i_{a,s}$ چگالی جریان محدود کننده آند (A/cm^2)
a آند ، هوا	I جریان الکتریکی (A)
AC کمپرسور هوا	K ثابت تعادلی
act فعال سازی	L طول (m)
AP پیش گرم کن هوا	LHV ارزش حرارتی پایین (kJ/kg)
c کاتد	m دبی جرمی (kg/s)
ch شیمیایی	P فشار (bar)
conc غلظت	P_{main} فشار بخار (bar)
D تلفات	\dot{Q} نرخ حرارتی (kJ)
e الکترولیت	R ثابت جهانی گازها (kJ / (kmol K))
g گاز، دود	r_c نسبت فشار کمپرسور
GT توربین گاز	T دما (K)
FC پیل سوختی	T_o دمای محیط (K)
in ورودی	T_{sat} دمای اشباع بخار در فشار مربوطه (K)
out خروجی	TIT دمای محصولات احتراق ورودی به توربین گاز (K)
N نرنست	x غلظت
Ohm اهمی	V ولتاژ (Volt)
	V_o ولتاژ استاندارد (Volt)

منابع

- [1] Cali, M and santarelli, M.G.L., Leone, P.2007"Design of Experiments for fitting regression models on the tubular SOFC CHP 100 kW" Screening test, response surface analysis and optimization, Int J of Hydrogen Energy" 32, 343-358
- [2] Chan,S.H, Tian, Ho Y,2003, "Multi-level modeling of SOFC-gas turbine hybrid system". Int J of Hydrogen Energy , 889-900.
- [3] Ghanbari Bavarsad, Pegah,2007,"Energy and Exergy analysis of internal reforming solid oxide fuel cell-gas turbine hybrid system", Int. J of Hydrogen Energy 32, 4591-4599
- [4] Haseli, Y, Dincer, I., Naterer, G.F, 2008"Thermodynamic analysis of a combined gas turbine power system with a solid oxide fuel cell through exergy, Thermochimica acta 480, 1-9
- [5] Haseli, Y. Dincer, I. Naterer, G.F. 2008"Thermodynamic modeling of a gas turbine cycle combined with a solid oxide fuel cell", Int. J of Hydrogen Energy 33,5811-5822.

- [6] Herle, Jan Van. Marechal, F., Leuenberger, S. Favrat, D.2003. "Energy balance model of a SOFC cogenerator operated with biogas", J of Power Sources 118, 375-383
- [7] Jafaraiian, S. M. Haseli, P and Karimi, G. "Performance Analysis of a solid oxide fuel cell with reformed natural gas fuel", Int. J of energy Research.
- [8] Motahar ,Sadegh and Alemrajabi, Ali Akbar.2009 "Exergy based Performance analysis of a solid oxide fuel cell and steam injected gas turbine hybrid power system", Int. J of Hyrdogen Energy 34 , 2396-2407
- [9] ozgur Coplan, C. ,Dincer Ibrahim,2007,"Feridun Hmdullahpur, Thermodynamic modeling of direct internal reforming solid oxide fuel cells operating with syngas". Int. J of Hydrogen Energy 32, 787-795
- [10] Sanchez, D, Chacartegui R, Munoz, A T.2006 "Thermal and electrochemical model of internal reforming solid oxide fuel cells with tubular geometry, J of Power Sources" 160, 1074-1087
- [11] sanchez, D. Chacartegui, R, Munoz, A., Sanchez, T.2008 "On the effect of methane internal reforming modeling in solid oxide fuel cells", Int. J of Hydrogen Energy 33, 1834-1844
- [12] Vasquez, L.O. 2007, "Fuel Cell Research Trends, Nova Science Publications Inc", New York.
- [13] Verda ,Vittorio. Michele Cali Quagalia, 2008 "Solid oxide fuel cell systems for distributed power generation and cogeneration", Int. J of Hydrogen Energy 33 ,2087-2096
- [14] Volkan Akkaya, Ali., Sahin, Bahri, Erdem, Hasan Huseyin,2007"Exergetic performance coefficient analysis of a simple fuel cell system", Int. J of Hydrogen Energy 32 , 4600-4609
- [15] Volkan, Akkaya, Ali and Bahri, Sahin. 2008, "An analysis of SOFC/GT CHP system based on exergetic performance criteria", Int. J of Hydrogen Energy 33, 2566-2577