



تحلیل ترمو اقتصادی سیستم جدید تولید سه گانه بر پایه پیل سوختی اکسید جامد و توربین گازی با سوخت هیدروژن

نقی آقازاده¹، شهرام خلیل آریا²، صمد جعفرمدار²، عطا چیت ساز^{3*}

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه

2- استاذ، مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه

3- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه

* a.chitsaz@urmia.ac.ir, 165 صندوق پستی

چکیده

در این تحقیق، یک سیستم جدید تولید همزمان توان، سرمایش و گرمایش متشکل از پیل سوختی اکسید جامد، توربین گازی، مولد بخار بازیافت حرارت، چرخه تبرید جذبی گسکس و مبادله کن گرمای بازیافت حرارت از دیدگاه ترمودینامیکی و اقتصادی مورد مطالعه قرار گرفته است. مدل سازی این چرخه از طریق حل همزمان معادلات الکتروشیمیایی و ترمودینامیکی اجزاء و روابط انرژی-اقتصادی صورت گرفته است. نتایج به دست آمده بیانگر آن است که بازده انرژی کل چرخه ترکیبی پیشنهادی 14.9% بیشتر و نرخ بازگشتناپذیری این چرخه 10.6% کمتر از چرخه ترکیبی پیل سوختی-توربین گازی-چرخه گسکس، در شرایط مشابه می باشد. همچنین، پیل سوختی و پس سوز بدلیل بازگشتناپذیری ها، بیشترین نرخ تخریب انرژی را در بین اجزاء دارند. با توجه به نتایج انرژی اقتصادی، به ازای شرایط مشخص، مجموع هزینه واحد انرژی محصولات، ضریب انرژی و اکونومیکی، نرخ هزینه خرید کل تجهیزات چرخه و نرخ هزینه تخریب انرژی کل سیستم به ترتیب 331.1 دلار بر گیگا ژول، 29.3%، 10.47 دلار بر ساعت و 25.32 دلار بر ساعت به دست آمد. بررسی عملکرد سیستم نشان داد که با افزایش نسبت فشار کمپرسور، بازده انرژی چرخه کاهش می یابد در حالی که مجموع هزینه واحد انرژی محصولات در یک نسبت فشار معینی به حداقل مقدار خود می رسد. همچنین با افزایش چگالی جریان، بازده انرژی و مجموع هزینه واحد انرژی محصولات کاهش پیدا می کنند.

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 23 بهمن 1396
پذیرش: 15 فروردین 1397
ارائه در سایت: 07 اردیبهشت 1397
کلید واژگان:
پیل سوختی اکسید جامد
چرخه تبرید گسکس
مولد بخار بازیافت حرارت
تولید همزمان
تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی

Thermoeconomic analysis of a novel tri-generation system based on solid oxide fuel cell and gas turbine with hydrogen fuel

Naghi Aghazadeh, Shahram Khalilarya, Samad Jafarmadar, Ata Chitsaz*

Department of Mechanical Engineering, Urmia University, Urmia, Iran

* P.O.B. 165, Urmia, Iran, a.chitsaz@urmia.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 12 February 2018
Accepted 04 April 2018
Available Online 27 April 2018

Keywords:

Solid oxide fuel cell
GAX
HRSG
Cogeneration
Thermodynamic and Exergoeconomics

ABSTRACT

In this article, a new power, cooling and heating cogeneration system consisting of a solid oxide fuel cell (SOFC) - gas turbine (GT), a heat recovery steam generator (HRSG), Generator-Absorber-heat exchange (GAX) absorption refrigeration cycle and a heat exchanger for heat recovery (HR) has been studied from a thermodynamic and economic perspective. The modeling of this cycle was done by solving the electrochemical, thermodynamic and exergoeconomic equations for fuel cell and system components, simultaneously. The results showed that the exergy of our proposed combined cycle is 14.9% more and the irreversibility rate of this cycle is 10.6% less than that of the combined SOFC-GT-GAX systems in the same conditions. Also, the fuel cell and the afterburner have the highest rate of exergy destruction among other components due to irreversibility. Exergoeconomic analysis showed that the sum of unit cost of products (SUCP), the exergoeconomic factor, the capital cost rate and the exergy destruction cost rate for the overall system is equal to 331.1 \$/GJ, 29.3%, 10.47 \$/h and 25.32 \$/h, respectively. The performance analysis of the system indicates that the increase of the pressure ratio of a compressor, the energy efficiency of the cycle will decrease, while SUCP at a certain pressure ratio it reaches its minimum value. Also, with increasing of the current density, both the exergy efficiency and SUCP decrease.

1- مقدمه

افزایش آلودگی محیط زیست، بر علاقمندی به فناوری های تولید پر بازده انرژی افزوده است. در این میان فن آوری پیل سوختی به دلیل مزایایی مانند بازده بالا، آلودگی محیطی و صوتی کم، قابلیت تولید غیرمتمرکز (توزیع پراکنده) انرژی و استفاده در نقاط دور افتاده توجه بسیاری از محققان را به

انرژی، بخش مهمی از لوازم زندگی ما و یکی از عناصر اصلی، جهت دستیابی به اهداف مشترک اقتصادی، اجتماعی و زیست محیطی و توسعه پایدار در هر کشوری است. افزایش نگرانی ها در مورد کاهش منابع سوخت های فسیلی و

سه گانه توان، سرمایش، گرمایش معرفی شده و از دیدگاه ترمودینامیکی و اگزروژواکونومیکی مورد بررسی قرار می‌گیرد. برای افزایش بازده و مدیریت گرمای مازاد سیستم ترکیبی مورد نظر برخلاف کار رنجبر و همکاران [9] که HRSG را پایین دست چرخه تبرید قرار داده بودند، در این تحقیق، HRSG در بالادست چرخه تبرید گسکس قرار داده شده است. با توجه به این که در پیل سوختی اکسید جامد واکنش الکتروشیمیایی به وقوع می‌پیوندد، محاسبات الکتروشیمیایی مجزا و کاملی برای محاسبه ولتاژ تولیدی آن صورت گرفته و برخلاف مرجع [9,10]، در تمام شرایط کاری دمای پیل محاسبه می‌شود. با حل همزمان دستگاه معادلات حاصل با استفاده از نرم افزار ای‌ای‌اس، خواص ترمودینامیکی و اقتصادی جریان‌ها و پارامترهای اگزروژواکونومیکی هر جزء سیستم معین می‌شوند. در ادامه تاثیر پارامتر نسبت فشار کمپرسور، چگالی جریان و ضریب مصرف سوخت بر عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی سیستم بررسی می‌شود.

2- توصیف سیستم ترکیبی تولید سه گانه و فرضیات لازم

چرخه ترکیبی پیشنهادی در "شکل 1" نشان داده شده است. سوخت ورودی به سیستم، با ترکیب 89% هیدروژن و 11% آب بوده و ترکیب هوای به کار رفته نیز شامل 79% نیتروژن و 21% اکسیژن در نظر گرفته شده است. برای افزایش دما و فشار، هوا و سوخت ورودی از کمپرسورها و مبادله‌کن‌های گرمایی مربوطه استفاده می‌شود. انجام واکنش شیمیایی بین هیدروژن و اکسیژن در پیل سوختی اکسید جامد منجر به تولید بخار آب و جریان الکتریکی مستقیم می‌گردد که توسط مبدل توان به جریان متناوب تبدیل می‌شود. در ادامه در پس‌سوز هیدروژن باقی مانده در جریان خروجی آند با اکسیژن اضافی خروجی کاتد می‌سوزد. جریان خروجی پس‌سوز که فشار و دمای بالایی دارد، وارد توربین گازی می‌شود. این جریان بعد از عبور از مبادله‌کن‌های گرمایی سوخت و هوا، برای تولید بخار آب وارد HRSG می‌شود. سپس وارد ژنراتور چرخه گسکس شده تا انرژی لازم این سیستم را برای تولید برودت تامین کند. توصیف چرخه گسکس توسط علی صابری مهر و همکاران با تمام جزئیات در مرجع [11] ارائه شده است. تفاوت اساسی بین چرخه تبرید جذبی گسکس و با چرخه تبرید جذبی تک اثره در این است که در چرخه گسکس، ژنراتور و جاذب به دو قسمت دما بالا و دما پایین تقسیم می‌شود. گرما از قسمت دما بالای جاذب به قسمت دما پایین ژنراتور منتقل می‌شود. این عمل باعث کاهش گرمای لازم از منبع خارجی شده و در نتیجه سبب افزایش بازده چرخه شود. همچنین در این چرخه محلول ضعیف خروجی از جاذب پس از تراکم جهت استفاده از گرمای جاذب دوباره به قسمت جاذب فرستاده می‌شود. این جریان بعد از عبور از ژنراتور چرخه گسکس وارد مبادله‌کن گرمای HR شده تا انرژی لازم آن را برای تولید گرمایش آب گرم تامین کند. در نهایت با دمای نسبتاً پایین به محیط تخلیه می‌شوند.

مفروضات مورد استفاده در تحلیل این سیستم عبارتند از [12-10,4]:

- سیستم در شرایط حالت پایا کار می‌کند.
- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر می‌شود.
- هیچ یک از اجزای سیستم با محیط تبادل گرمایی ندارد.
- دمای جریان‌های خروجی آند و کاتد با هم برابر است.
- همه گازها در سیستم پیل سوختی رفتار گاز ایده‌آل دارند.
- مبرد خروجی از کند انسور و او اپراتور به حالت اشباع است.

خود جلب نموده است [2,1]. در میان انواع مختلف پیل‌های سوختی، پیل سوختی اکسید جامد به دلیل دمای عملکردی بالا و تنوع در سوخت مصرفی، بیشترین پتانسیل را برای دستیابی به بازده بالا دارد [3]. همچنین با توجه به دمای بالای جریان خروجی پیل سوختی اکسید جامد می‌توان آن را در ترکیب با چرخه‌های پایین دستی برای تولید توان بیشتر، با بهره‌برداری از انرژی اتلافی به کار برد. آکایا و همکارانش [4] یک سیستم تولید توان پیل سوختی با سوخت هیدروژن را از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها حداکثر بازده ترمودینامیکی را 48% و بیشترین میزان توان تولیدی را 330 کیلووات گزارش کردند. چان و همکاران [5] یک سیستم ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز با بازده الکتریکی 60% ارائه دادند. به این ترتیب، بازده سیستم ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز در مقایسه با سیستم‌های تبدیل انرژی رایج مانند محفظه احتراق و توربین گاز یا سیکل ترکیبی حدود 20% بیشتر می‌باشد. پیرکندی و همکاران [2] یک سیستم تولید همزمان برق و آب گرم را پیشنهاد دادند. آن‌ها، از گازهای داغ خروجی از پیل سوختی، جهت پیش گرم کردن گازهای ورودی به پیل سوختی و تولید آبگرم استفاده نمودند. نتایج کار آن‌ها نشان داد که بازده سیستم تولید همزمان تا 73% افزایش می‌یابد. آکایا و همکارانش [6] در کار دیگری یک چرخه ترکیبی پیل سوختی با توربین گازی و همچنین یک سیستم تولید همزمان را به عنوان چرخه پایین دست مورد تحلیل ترمودینامیکی قرار دادند. آن‌ها سیستم تولید همزمان را برای استفاده از گرمای گازهای خروجی از توربین گازی در نظر گرفتند. در این چرخه ترکیبی بازده ترمودینامیکی 57% و توان خالص تولیدی چرخه 220 کیلووات محاسبه شد. هانزو و همکارانش [7] یک سیستم تولید همزمان برق و گرما براساس پیل سوختی اکسید جامد برای یک منطقه مسکونی ارائه دادند. این سیستم پیشنهادی 1 کیلو وات انرژی الکتریکی 0.52 کیلو وات انرژی گرمایی تولید می‌نماید و دارای 52.1% بازده الکتریکی و 79.2% بازده تولید همزمان (بازده کل) می‌باشد. شاولین‌ما و همکاران [8] یک سیستم تولید همزمان برق، گرمایش و سرمایش را از لحاظ عملکرد ترمودینامیکی بررسی کردند. در این سیستم که فرایند تبدیل انرژی بوسیله پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز انجام می‌پذیرفت، از گرمای مازاد به عنوان منبع گرم چیلر جذبی استفاده کردند. بازده این سیستم تولید همزمان 80% به دست آمد که رقمی قابل توجه است. رنجبر و همکارانش [9] یک سیستم تولید سه گانه متشکل از پیل سوختی اکسید جامد، تبرید جذبی گسکس و مبادله کن گرمایی بازیافت حرارت را از نظر انرژی و اگزروژی مورد تحلیل قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که بازده انرژی چرخه تولید سه گانه حداقل 33 درصد بیشتر از سیکل منفرد پیل سوختی است و بیشترین میزان تخریب اگزروژی متعلق به مبادله کن حرارتی هوا، پیل سوختی و محفظه احتراق است. خانی و همکاران [10] سیکل تولید سه گانه شامل پیل سوختی اکسید جامد، توربین گازی و سیکل تبرید جذبی گسکس را از دید انرژی و اگزروژی و اگزروژی اقتصادی مورد تحلیل قرار دادند. بازده اگزروژی این سیکل تولید سه گانه 6.5 درصد بیشتر از سیکل ساده پیل سوختی اکسید جامد است.

در این مقاله یک سیستم ترکیبی جدید متشکل از پیل سوختی اکسید جامد لوله‌ای و توربین گاز با سوخت هیدروژن، مولد بخار بازیافت حرارت،¹ چرخه تبرید جذبی گسکس² و مبادله کن گرمایی بازیافت حرارت³ برای تولید

¹ HRSG (Heat Recovery Steam Generator)

² GAX (Generator-Absorber-heat eXchange)

³ HR (Heat Recover)

در روابط بالا، \bar{e}_i^{ch} انرژی شیمیایی استاندارد هر ماده براساس مدل مرجع [19,18]، y_i کسر مولی هر جزء در مخلوط و \bar{R} ثابت جهانی گاز است.

انرژی شیمیایی برای آمونیاک نیز به صورت زیر بیان می شود [11]:

$$E_{ch} = \dot{m} \left[\left(\frac{x}{M_{ammonia}} \right) \bar{e}_{ammonia}^{ch} + \left(\frac{1-x}{M_{water}} \right) \bar{e}_{water}^{ch} \right] \quad (15)$$

در رابطه (15) x ، $M_{ammonia}$ و M_{water} به ترتیب غلظت جرمی آمونیاک، وزن مولکولی آمونیاک و وزن مولکولی آب است.

معادلات انرژی و انترژی و انترژی به کار رفته در تحلیل ترمودینامیکی چرخه مطابق مراجع [20,11] می باشد. معادلات موازنه انرژی سایر اجزای سیستم مطابق جدول 2 محاسبه می شوند.

3-2-1- مولد بخار بازیافت حرارت

گازهای داغ خروجی از چرخه پیل سوختی برای تولید بخار اشباع وارد HRSG می شوند. همان گونه که در "شکل 2" نشان داده شده است، این سیستم شامل بخش های اواپراتور و اکتونومایزر می باشد. آب تحت فشار بوسیله جریان گاز داغ در اکتونومایزر به دمای اشباع می رسد. سپس با عبور از اواپراتور بخار اشباع تولید می شود. بخار تولیدی توسط HRSG به منظور تولید برودت، گرمایش و یا تولید محصول استفاده می شود. نرخ جریان بخار تولیدی به دما، نرخ جریان گاز و دمای نقطه پینچ وابسته است. مطابق "شکل 2" شرایطی که در آن اختلاف دمای بین دو سیال به حداقل می رسد نقطه پینچ نامیده شده و اختلاف دما نیز اختلاف دمای نقطه پینچ گفته می شود.

3-3- تحلیل ترمو اکونومیک

ترمو اکونومیک معمولاً به روش هایی اطلاق می گردد که انرژی و اقتصاد را به منظور به دست آوردن طراحی و بهره برداری بهتر از یک سیستم حرارتی با هم ترکیب می کنند. زمانی که ترمو اکونومیک براساس انرژی و هزینه باشد، آن را انرژی و اکونومیک می نامند.

برای تحلیل انرژی و اکونومیک روش های مختلفی مطرح شده است. در این مطالعه از روش SPECO استفاده شده است. این روش بر پایه انرژی، بازده انرژی و معادلات کمکی برای اجزای سیستم حرارتی بنا شده است. روش SPECO شامل سه گام است: الف) شناسایی جریان های انرژی، ب) تعریف سوخت و محصول برای هر یک از اجزای سیستم و ج) تخصیص معادلات هزینه. معادله توازن هزینه برای هر جزء از سیستم که گرما گرفته و کار انجام می دهد به همراه روابط کمکی لازم به صورت زیر است [17]:

$$\sum_e (\dot{C}_{e,k}) + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_i (\dot{C}_{i,k}) + \dot{Z}_k \quad (16)$$

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

$\dot{C}_{e,k}$ و $\dot{C}_{i,k}$ به ترتیب هزینه نرخ انرژی ورودی، هزینه نرخ انرژی جریان خروجی و c هزینه انرژی برای هر جریان است. $\dot{C}_{w,k}$ و $\dot{C}_{q,k}$ نیز مربوط به هزینه ناشی از نرخ انرژی انتقال حرارت و نرخ تبادل کار می باشد. روابط موازنه هزینه و معادلات کمکی برای هر یک از اجزای سیستم

جدول 2 روابط مربوط به موازنه انرژی اجزای چرخه های بازیافت حرارتی [20, 21]

Table 2 Relations of exergy balance for heat recovery cycles [20, 21]

موازنه انرژی	اجزاء
$\dot{E}_{D,HRSG} = (\dot{E}_{46} - \dot{E}_{12}) + (\dot{E}_{48} - \dot{E}_{49})$	HRSG
$\dot{E}_{D,HR} = (\dot{E}_{13} - \dot{E}_{55}) + (\dot{E}_{58} - \dot{E}_{59})$	مبادله کن گرمایی بازیافت حرارت
$\dot{E}_{D,WP1} = \dot{E}_{47} - \dot{E}_{48} + \dot{W}_{WP1}$	پمپ آب 1
$\dot{E}_{D,WP2} = \dot{E}_{57} - \dot{E}_{58} + \dot{W}_{WP2}$	پمپ آب 2

$$\dot{n}_{7,O_2} = \dot{n}_{3,O_2} - \frac{\dot{Z}}{2} \quad ; \quad \dot{n}_{7,N_2} = \dot{n}_{3,N_2} \quad (7)$$

با داشتن دبی مولی جریان های ورودی و خروجی، با نوشتن قانون اول ترمودینامیک برای استک پیل سوختی، دمای جریان خروجی تعیین می شود:

$$\dot{W}_{SOFC} = \dot{n}_3 \bar{h}_3 + \dot{n}_6 \bar{h}_6 - \dot{n}_7 \bar{h}_7 - \dot{n}_8 \bar{h}_8 \quad (8)$$

3-2- تحلیل ترمودینامیکی

با صرف نظر کردن از انرژی جنبشی و پتانسیل، معادله بقای جرم و انرژی در حالت پایا برای همه اجزای چرخه ترکیبی به صورت زیر بیان می شود: [16]:

$$\sum_i \dot{n}_i - \sum_e \dot{n}_e = 0 \quad (9)$$

$$\dot{Q}_k - \dot{W}_k + \sum_i \dot{n}_i \bar{h}_i - \sum_e \dot{n}_e \bar{h}_e = 0 \quad (10)$$

نرخ تخریب انرژی در هر جزء از رابطه (11) محاسبه می شود [17]:

$$\dot{E}_{D,k} = \sum_j (1 - \frac{T_0}{T_j}) \dot{Q}_j - \dot{W}_k + \sum_i \dot{E}_i - \sum_e \dot{E}_e \quad (11)$$

$(1 - \frac{T_0}{T_j}) \dot{Q}_j$ نشان دهنده نرخ انتقال انرژی از انتقال حرارت در مرز با دمای T_0 است. \dot{E}_e و \dot{E}_i به ترتیب نرخ انتقال انرژی جریان های ورودی و خروجی سیستم است. انرژی کل یک جریان مجموع انرژی فیزیکی (\dot{E}_{ph}) و انرژی شیمیایی (\dot{E}_{ch}) آن است [17].

$$\dot{E} = \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{ch} \quad (12)$$

$$\dot{E}_{ph} = \sum_i \dot{n}_i [(\bar{h}_i - \bar{h}_i^0) - T_0(\bar{s}_i - \bar{s}_i^0)] \quad (13)$$

$$\dot{E}_{ch} = \sum_i \dot{n}_i \bar{e}_i^{ch} + \bar{R} \cdot T_0 \sum_i \dot{n}_i \ln(y_i) \quad (14)$$

جدول 1 معادلات الکترو شیمیایی [14,10,4]

Table 1 Electrochemical equations [4, 10, 14]

معادله	پارامتر
$V_N = \frac{-\Delta \bar{g}_f^0}{n_e F} + \frac{\bar{R} T_{cell}}{n_e F} \ln \left(\frac{P_{H_2} \sqrt{P_{O_2}}}{P_{H_2O}} \right)$	ولتاژ نرنست
$\Delta \bar{g}_f^0 = \bar{g}_{H_2O}^0 - \bar{g}_{H_2}^0 - \frac{1}{2} \bar{g}_{O_2}^0, \bar{g}^0 = \bar{h}^0 - T_{cell} \bar{s}^0$	
$V_{ohm} = i(r_a + r_c + r_e + r_{int})$	
$r_a = 2.98 \times 10^{-5} i_a \exp \left(\frac{-1392}{T_{cell}} \right), i_a = 0.0001 \text{ m}$	
$r_c = 8.11 \times 10^{-5} i_c \exp \left(\frac{600}{T_{cell}} \right), i_c = 0.0022 \text{ m}$	
$r_e = 2.94 \times 10^{-5} i_e \exp \left(\frac{10350}{T_{cell}} \right), i_e = 0.00004 \text{ m}$	افت ولتاژ مقاومتی
$r_{int} = 1.2 \times 10^{-3} i_{int} \exp \left(\frac{4690}{T_{cell}} \right), i_{int} = 0.000085 \text{ m}$	
$V_{con} = \frac{\bar{R} T_{cell}}{n_e F} \left\{ \ln \left(\frac{1 - i/i_{L,H_2}}{1 + i/i_{L,H_2O}} \right) + \ln \left(\frac{1}{1 - i/i_{L,O_2}} \right) \right\}$	افت ولتاژ غلظتی
$i_{L,k} = \frac{n_e F D_{eff,k} P_k}{\bar{R} T_{cell} l_k}$	
$V_{act} = \frac{2 \bar{R} T}{n_e F} \left\{ \sinh^{-1} \left(\frac{i}{2i_0^a} \right) + \sinh^{-1} \left(\frac{i}{2i_0^c} \right) \right\}$	
$i_0^a = 7 \times 10^9 \left(\frac{P_{H_2}}{P_0} \right) \left(\frac{P_{H_2O}}{P_0} \right) \exp \left(\frac{-110000}{\bar{R} T_{cell}} \right)$	افت ولتاژ فعال سازی
$i_0^c = 7 \times 10^9 \left(\frac{P_{O_2}}{P_0} \right)^{0.25} \exp \left(\frac{-155000}{\bar{R} T_{cell}} \right)$	
$V_{cell} = V_N - (V_{ohm} + V_{act} + V_{con})$	ولتاژ واقعی

در جداول 3، 4 و 5 ارائه شده است.

ترم \dot{Z}_k در رابطه (16) میزان کل هزینه مرتبط با هزینه سرمایه گذاری اولیه و هزینه تعمیر و نگهداری برای جزء k ام (دلار بر ساعت) می باشد که از رابطه (18) محاسبه کرد [20,10]:

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k CRF \phi}{N} \times \frac{CEPCI_{2016}}{CEPCI_0} \quad (18)$$

در رابطه (18) Z_k هزینه خریداری جزء k ام در سال برآورد هزینه، N تعداد ساعت های کاری سیستم در یک، ϕ ضریب نگهداری (1.1). $CEPCI$ شاخص هزینه می باشد که در این مطالعه از مجله ماهیانه هزینه نیروگاه های مهندسی شیمی استخراج ("شکل 4") و مقدار آن 541.7 برای سال 2016 در نظر گرفته شده است. CRF ضریب بازگشت سرمایه محسوب می گردد که به نرخ بهره و طول عمر تجهیزات وابسته است و به صورت رابطه (19) محاسبه می شود.

$$CRF = \frac{i_r(1+i_r)^n}{(1+i_r)^n - 1} \quad (19)$$

به طوری که i_r نرخ بهره و n تعداد سال های کارکرد اجزای سیستم می باشد. نحوه محاسبه Z_k هزینه خرید هر جزء (دلار)، در جداول 6، 7 و 8 ارائه شده است.

3-4- ارزیابی عملکرد کلی چرخه

مقدار توان الکتریکی خالص خروجی و بازده انرژی چرخه به ترتیب با استفاده از رابطه (20) و رابطه (21) به دست می آیند:

$$\dot{W}_{net} = (\dot{W}_{SOFC})\eta_{inv} - \dot{W}_{AC} - \dot{W}_{FC} - \dot{W}_P - \dot{W}_{ASP} - \dot{W}_{WP1} - \dot{W}_{WP2} \quad (20)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{HRSG} + \dot{Q}_{HR}}{\dot{n}_f LHV} \quad (21)$$

LHV و \dot{n}_f به ترتیب ارزش حرارتی پایین و دبی مولی سوخت ورودی به چرخه است.

بازگشت ناپذیری کل سیستم، مجموع تخریب انرژی اجزاء و اتلاف انرژی ناشی از خروج جریان 55 است که از رابطه (22) به دست می آید:

$$\dot{E}_{D,tot} = \sum_k \dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{55} \quad (22)$$

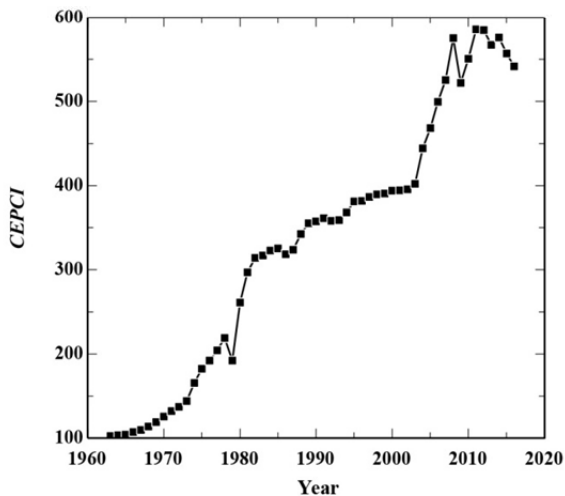


Fig. 4 Cost index diagram

شکل 4 نمودار اندیس هزینه

¹ Lower Heating Value

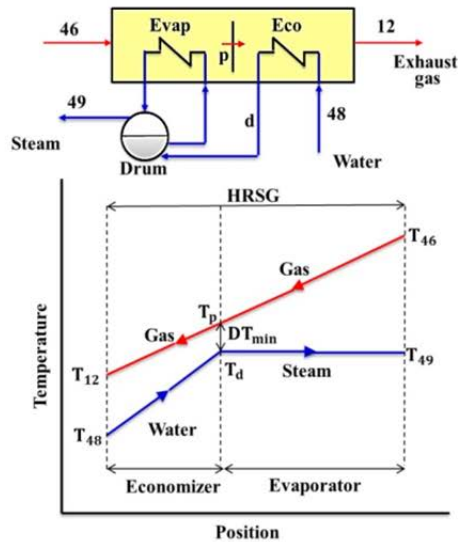


Fig. 2 Schematic diagram of HRSG flow

شکل 2 شماتیک جریان در مولد بخار بازیافت حرارت

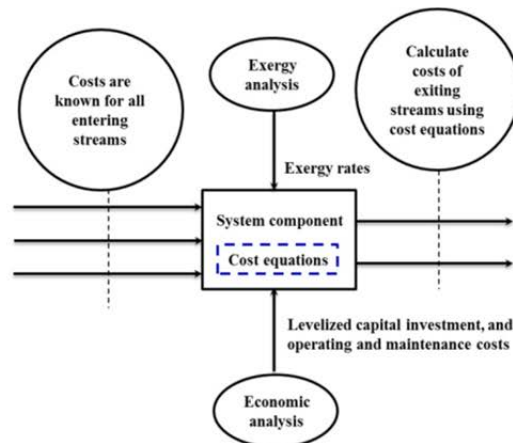


Fig. 3 SPECO Method [20]

شکل 3 روش SPECO [20]

جدول 3 روابط موازنه هزینه و معادلات کمکی اجزای چرخه پیل سوختی [10, 20]

Table 3 Relations of cost balance and auxiliary equations for each component of the fuel cell cycle [10, 20]

موازنه هزینه	معادلات کمکی	اجزاء
$\dot{C}_4 + \dot{C}_{39} + \dot{Z}_{FC} + \dot{Z}_{M,FC} = \dot{C}_5$	$C_{39} = C_{42}$ $C_4 = 15 \$/GJ$	کمپرسور سوخت
$\dot{C}_1 + \dot{C}_{40} + \dot{Z}_{AC} + \dot{Z}_{M,AC} = \dot{C}_2$	$C_{40} = C_{42}$ $C_1 = 0$	کمپرسور هوا
$\dot{C}_5 + \dot{C}_{10} + \dot{Z}_{FHE} = \dot{C}_6 + \dot{C}_{11}$	$C_{10} = C_{11}$	مبادله کن گرمایی سوخت
$\dot{C}_2 + \dot{C}_{11} + \dot{Z}_{AHE} = \dot{C}_3 + \dot{C}_{46}$	$C_{11} = C_{46}$	مبادله کن گرمایی هوا
$\dot{C}_6 + \dot{C}_3 + \dot{Z}_{SOFC} = \dot{C}_7 + \dot{C}_8 + \dot{C}_{41}$	$C_7 = C_{41}$ $C_8 = C_{41}$	پیل سوختی
$\dot{C}_{41} + \dot{Z}_{Inv} = \dot{C}_{42}$	-	مبدل توان
$\dot{C}_7 + \dot{C}_8 + \dot{Z}_{AB} = \dot{C}_9$	-	پس سوز
$\dot{C}_9 + \dot{Z}_{GT} = \dot{C}_{10} + \dot{C}_{43}$	$C_9 = C_{10}$	توربین گاز

هزینه نابودی اگزرژی از دست رفته $(\dot{C}_{L,k} + \dot{C}_{D,k})$ و ضریب اگزرژیواکونومیکی (f_k) صورت می پذیرد (روابط (24) تا (27)) [17]:

جدول 6 هزینه خرید اجزای چرخه پیل سوختی [10, 20]

Table 6 Purchased cost for fuel cell cycle [10, 20]

CEPCI ¹	سال مرجع	هزینه خرید	اجزاء
368.1	1994	$Z_{FC} = \frac{71.1\dot{m}_4}{0.9 - \eta_{FC}} r_p \ln(r_p)$	کمپرسور سوخت
368.1	1994	$Z_{AC} = \frac{71.1\dot{m}_1}{0.9 - \eta_{AC}} r_p \ln(r_p)$	کمپرسور هوا
468.2	2005	$Z_{FHE} = 130 \left(\frac{A_{FHE}}{0.093} \right)^{0.78}$	مبادله کن گرمایی سوخت
468.2	2005	$Z_{AHE} = 3 \times 130 \left(\frac{A_{AHE}}{0.093} \right)^{0.78}$	مبادله کن گرمایی هوا
395.6	2002	$Z_{S0FC} = A_{act} N_{cell} (2.967 T_{cell} - 1907)$	پیل سوختی
395.6	2002	$Z_{inv} = 10^5 \left(\frac{\dot{W}_{S0FC}}{500} \right)^{0.7}$	مبدل توان
368.1	1994	$Z_{AB} = \frac{46.08\dot{m}_7}{0.995 - \frac{P_2}{P_7}} (1 + \exp(0.0187 T_9 - 26.4))$	پس سوز
368.1	1994	$Z_{GT} = \frac{479.34\dot{m}_9}{0.92 - \eta_{GT}} \ln \left(\frac{P_9}{P_{10}} \right) (1 + \exp(0.0367 T_9 - 54.4))$	توربین گاز

جدول 7 هزینه خرید اجزای چرخه گس [10, 11, 20]

Table 7 Purchased cost for gas cycle [10, 11, 20]

CEPCI	سال مرجع	هزینه خرید	اجزاء
394.1	2000	$Z_{Des} = 17500 \left(\frac{A_{Des}}{100} \right)^{0.6}$	ژنراتور
394.1	2000	$Z_{GAXD} = 17500 \left(\frac{A_{GAXD}}{100} \right)^{0.6}$	قسمت دما پایین ژنراتور
394.1	2000	$Z_{Abs} = 16500 \left(\frac{A_{Abs}}{100} \right)^{0.6}$	ابزربر
394.1	2000	$Z_{GAXA} = 16500 \left(\frac{A_{GAXA}}{100} \right)^{0.6}$	قسمت دما بالای ژنراتور
394.1	2000	$Z_{Rec} = 17000 \left(\frac{A_{Rec}}{100} \right)^{0.6}$	رکتیفایر
394.1	2000	$Z_{Cond} = 8000 \left(\frac{A_{Cond}}{100} \right)^{0.6}$	کندانسور
394.1	2000	$Z_{Prec} = 12000 \left(\frac{A_{Prec}}{100} \right)^{0.6}$	پیش سرد کن
394.1	2000	$Z_{Evap} = 16000 \left(\frac{A_{Evap}}{100} \right)^{0.6}$	اواپراتور
394.1	2000	$Z_P = 2100 \left(\frac{\dot{W}_P}{10} \right)^{0.26} \left(\frac{1 - \eta_P}{\eta_P} \right)^{0.5}$	پمپ
394.1	2000	$Z_M = 500 \left(\frac{\dot{W}}{10} \right)^{0.87} \left(\frac{1 - \eta_M}{\eta_M} \right)$	موتور

جدول 8 هزینه خرید اجزای چرخه های بازیافت حرارتی [17, 22, 24]

Table 8 Purchased cost for heat recovery cycles [17, 22, 24]

CEPCI	سال مرجع	هزینه خرید	اجزاء
368.1	1994	$Z_{HRSG} = 6570 \left(\frac{\dot{Q}_{ec}}{\Delta T_{lm,cc}} \right)^{0.8} + \left(\frac{\dot{Q}_{ev}}{\Delta T_{lm,ev}} \right)^{0.8} + 21276\dot{m}_{vap} + 1184.4\dot{m}_{46}^{1.2}$	HRSG
468.2	2005	$Z_{HR} = 130 \left(\frac{A_{HR}}{0.093} \right)^{0.78}$	بازیاب حرارتی
362.3	1991	$Z_{WP1,2} = 1.41 f_n (422 (\dot{W}_{wp1,2})^{0.71})$ $f_n = 1 + \left(\frac{0.2}{1 - \eta_{wp1,2}} \right)$	پمپ آب 1 و 2

¹ CEPCI (Chemical Engineering Plant Cost Index)

جدول 4 روابط موازنه هزینه و معادلات کمکی اجزای چرخه گس [10, 11, 20]

Table 4 Relations of cost balance and auxiliary equations for each component of gas cycle [10, 11, 20]

اجزاء	معادلات کمکی	موازنه هزینه
ژنراتور	$c_{12} = c_{13}$	$\dot{C}_{12} + \dot{C}_{15} + \dot{C}_{19} + \dot{C}_{GAXD} + \dot{Z}_{Des}$
گس	$\frac{\dot{C}_{18} - \dot{C}_{15}}{\dot{E}_{18} - \dot{E}_{15}} = \frac{\dot{C}_{16} - \dot{C}_{15}}{\dot{E}_{16} - \dot{E}_{15}}$	$= \dot{C}_{13} + \dot{C}_{16} + \dot{C}_{18}$
قسمت دما پایین	$\frac{\dot{C}_{18} - (\dot{C}_{15} + \dot{C}_{19} + \dot{C}_{28v} + \dot{C}_{rq})}{\dot{E}_{18} - (\dot{E}_{15} + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{28v} + \dot{E}_{rq})} = \frac{\dot{C}_{28l} - (\dot{C}_{15} + \dot{C}_{19} + \dot{C}_{28v} + \dot{C}_{rq})}{\dot{E}_{28l} - (\dot{E}_{15} + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{28v} + \dot{E}_{rq})}$	$\dot{C}_{15} + \dot{C}_{19} + \dot{C}_{28v} + \dot{C}_{rq} + \dot{Z}_{GAXD} = \dot{C}_{18} + \dot{C}_{28l}$
ژنراتور	$c_{15} = c_{av}$	$\dot{C}_{17} + \dot{C}_{25} + \dot{C}_{26} + \dot{C}_{37} + \dot{Z}_{Abs}$
ابزربر	$\frac{\dot{C}_{17} + \dot{C}_{26}}{\dot{E}_{17} + \dot{E}_{26}} = \frac{\dot{C}_{15}}{\dot{E}_{15}}$	$= \dot{C}_{14} + \dot{C}_{15} + \dot{C}_{38} + \dot{C}_{GAXA}$
گس	$\frac{\dot{C}_{17} + \dot{C}_{25}}{\dot{E}_{17} + \dot{E}_{25}} = \frac{\dot{C}_{14}}{\dot{E}_{14}}$	
قسمت دما بالای ژنراتور	$\frac{\dot{C}_{av} - (\dot{C}_{17} + \dot{C}_{27v})}{\dot{E}_{av} - (\dot{E}_{17} + \dot{E}_{27v})} = \frac{\dot{C}_{27l} - (\dot{C}_{17} + \dot{C}_{27v})}{\dot{E}_{27l} - (\dot{E}_{17} + \dot{E}_{27v})}$	$\dot{C}_{17} + \dot{C}_{27v} + \dot{Z}_{GAXA} = \dot{C}_{27l} + \dot{C}_{av}$
رکتیفایر	$\frac{\dot{C}_{20} - \dot{C}_{18}}{\dot{E}_{20} - \dot{E}_{18}} = \frac{\dot{C}_{19} - \dot{C}_{18}}{\dot{E}_{19} - \dot{E}_{18}}$	$\dot{C}_{18} + \dot{C}_{31} + \dot{Z}_{Rec} = \dot{C}_{19} + \dot{C}_{20} + \dot{C}_{32}$
کندانسور	$c_{33} = c_{34}$	$\dot{C}_{20} + \dot{C}_{33} + \dot{Z}_{Cond} = \dot{C}_{21} + \dot{C}_{34}$
پیش سرد کن	$c_{24} = c_{25}$	$\dot{C}_{21} + \dot{C}_{24} + \dot{Z}_{Prec} = \dot{C}_{22} + \dot{C}_{25}$
اواپراتور	$c_{23} = c_{24}$	$\dot{C}_{23} + \dot{C}_{35} + \dot{Z}_{Evap} = \dot{C}_{24} + \dot{C}_{36}$
شیر فشار شکن 1	-	$\dot{C}_{16} + \dot{Z}_{EV1} = \dot{C}_{17}$
شیر فشار شکن 2	-	$\dot{C}_{22} + \dot{Z}_{EV2} = \dot{C}_{23}$
پمپ	$c_{44} = c_{42}$	$\dot{C}_{14} + \dot{C}_{44} + \dot{Z}_P + \dot{Z}_M = \dot{C}_{26}$

جدول 5 روابط موازنه هزینه و معادلات کمکی اجزای چرخه های بازیافت حرارت [17, 22, 23]

Table 5 Relations of cost balance and auxiliary equations for each component of heat recovery cycles [17, 22, 23]

اجزاء	معادلات کمکی	موازنه هزینه
HRSG	$c_{12} = c_{46}$	$\dot{C}_{46} + \dot{C}_{48} + \dot{Z}_{HRSG} = \dot{C}_{12} + \dot{C}_{49}$
مبادله کن گرمایی بازیافت حرارت	$c_{55} = c_{13}$	$\dot{C}_{13} + \dot{C}_{58} + \dot{Z}_{HR} = \dot{C}_{55} + \dot{C}_{59}$
پمپ آب 1	$c_{47} = 0$ $c_{50} = c_{42}$	$\dot{C}_{47} + \dot{C}_{50} + \dot{Z}_{WP,1} + \dot{Z}_M = \dot{C}_{48}$
پمپ آب 2	$c_{57} = 0$ $c_{56} = c_{42}$	$\dot{C}_{57} + \dot{C}_{56} + \dot{Z}_{WP,2} + \dot{Z}_M = \dot{C}_{58}$

بازده اگزرژی چرخه در رابطه (23) به صورت نسبت اگزرژی مفید خروجی به اگزرژی شیمیایی سوخت ورودی تعریف می شود:

$$\psi = \frac{\dot{W}_{net} + (\dot{E}_{36} - \dot{E}_{35}) + (\dot{E}_{49} - \dot{E}_{48}) + (\dot{E}_{59} - \dot{E}_{58})}{\dot{n}_f \bar{e}_f} \quad (23)$$

ارزیابی اگزرژیواکونومیکی سیستم با استفاده از پارامترهای هزینه واحد اگزرژی سوخت ورودی $(C_{F,k})$ ، هزینه واحد اگزرژی محصول خروجی $(C_{P,k})$ ،

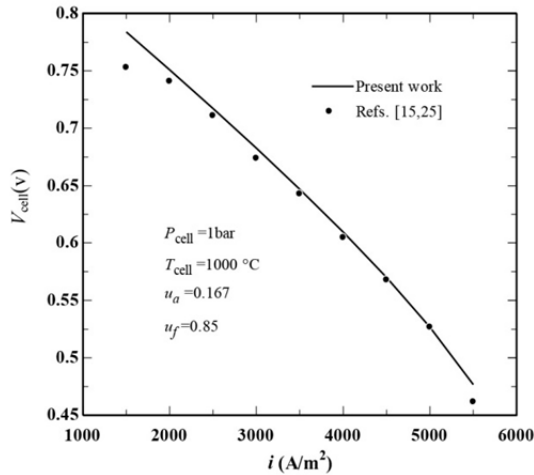


Fig. 5 Validation of fuel cell electrochemical model with experimental data

شکل 5 اعتبار سنجی مدل الکتروشیمیایی پیل سوختی با نتایج تجربی

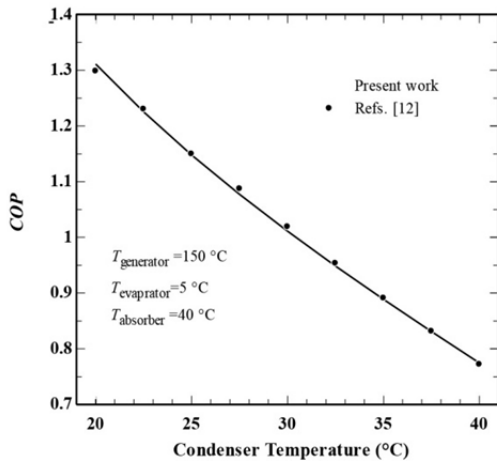


Fig. 6 Validation for GAX absorption refrigeration cycle

شکل 6 اعتبار سنجی چرخه تبرید جذبی گس

جدول 9 اعتبارسنجی چرخه پیل سوختی اکسید جامد-توربین گازی-گس

Table 9 Validation for SOFC-GT-GAX system

پارامتر	نتایج کار حاضر	نتایج مرجع [10]
ولتاژ عملکردی پیل سوختی (ولت)	0.3912	0.39
توان خالص چرخه (کیلو وات)	512.3	512.9
گرماي اواپراتور چرخه (کیلو وات)	381.8	381.4
بازده اگزروی (%)	49.01	50.99
بازگشت ناپذیری چرخه (کیلو وات)	524.4	523.8

ترتیب 26.49، 27.04، 148.26، 40.29 و 89.02 دلار بر گیگاژول است. بنابراین در این چرخه ترکیبی مجموع هزینه واحد اگزروی محصولات، 331.1 دلار بر گیگاژول محاسبه می‌شود.

نتایج حاصل از تحلیل ترمودینامیکی چرخه ترکیبی پیشنهادی و مقایسه آن با چرخه ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد - توربین گازی - گس در جدول 12 ارائه شده است. با توجه به این جدول ملاحظه می‌شود که بازده اگزروی چرخه ترکیبی پیشنهادی به دلیل استفاده مفید از انرژی گازهای خروجی توربین گازی در ژنراتور چرخه گس برای تولید برودت و بازیاب‌های حرارتی تولید کننده بخار آب و آب گرم 14.9% بیشتر از چرخه پیل سوختی اکسید جامد- توربین گازی-گس است. کاهش بازگشت‌ناپذیری و یا افزایش

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (24)$$

$$c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}_{P,k}} \quad (25)$$

$$\dot{C}_{L,k} + \dot{C}_{D,k} = c_{F,k}(\dot{E}_{L,k} + \dot{E}_{D,k}) \quad (26)$$

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{L,k} + \dot{C}_{D,k}} \quad (27)$$

در تحلیل اگزرواکنومیکی، هزینه واحد اگزروی در نظر گرفته می‌شود، در این چرخه ترکیبی مجموع هزینه واحد اگزروی محصولات (دلار بر گیگاژول)، شامل مجموع هزینه واحد اگزروی توان الکتریکی تولیدی پیل سوختی، توان تولیدی توربین گازی، برودت خروجی اواپراتور گس، بخار تولیدی HRSG و آب گرم تولیدی HR است که به صورت رابطه (28) تعریف می‌شود:

$$SUCP = C_{36} + C_{42} + C_{43} + C_{49} + C_{59} \quad (28)$$

3-5- اعتبارسنجی

برای ارزیابی میزان صحت مدل الکتروشیمیایی پیل سوختی در این پژوهش، نمودار چگالی جریان- ولتاژ حاصل با نتایج آزمایش‌های تجربی مربوط به پیل سوختی اکسید جامد زیمنس وستینگهاوس [25,15] مقایسه می‌شود. با توجه به "شکل 5"، برنامه نوشته شده رفتار پیل سوختی را به خوبی پیش‌بینی می‌کند، به گونه‌ای که حداکثر خطا 3.2% است. همچنین تغییرات ضریب عملکرد چرخه تبرید جذبی گس با نتایج ارائه شده توسط مرجع [12] مورد مقایسه قرار گرفت. همان‌طور که در "شکل 6" مشخص است، نتایج اختلاف ناچیزی با هم دارند.

در نهایت سیستم پیل سوختی، توربین گازی و چرخه گس معرفی شده در مرجع [10] مدل‌سازی و مقادیر حاصل برای توان خالص خروجی، بازده اگزروی و بازگشت ناپذیری کل در جدول 9 ارائه شد. مطابق این جدول، مدل‌سازی سیستم پیل سوختی اکسید جامد، توربین گازی و چرخه گس با حداکثر خطای 3.9% نتایج مطلوبی ارائه می‌دهد.

4- نتایج و بحث

مفروضات اولیه و پارامترهای ورودی موردنیاز برای مدل‌سازی چرخه ترکیبی پیشنهادی در جدول 10 ذکر شده است. هیدروژن مطمئن‌ترین منبع انرژی و یک سوخت تجدیدپذیر است و می‌توان آن را از سوخت‌های فسیلی، منابع انرژی تجدیدپذیر و هسته‌ای و الکترولیز آب تولید کرد. در حال حاضر، هیدروژن به‌طور عمده از سوخت‌های فسیلی بدون کربن تولید می‌شود و بقیه عمدتاً از طریق الکترولیز آب تولید می‌شود. هزینه هیدروژن به قیمت زغال‌سنگ، گاز، زیست توده و برق بسیار حساس است. هزینه واحد هیدروژن به عنوان سوخت مصرفی، فاکتور مهمی در تعیین هزینه‌های محصولات، که شامل هزینه توان الکتریکی، سرمایه‌ی و گرمایش خروجی است. برای تحلیل ترمواکنومیک چرخه ترکیبی پیشنهادی، هزینه هیدروژن 15(\$/GJ) در نظر گرفته شد [10].

در شرایط کاری مشخص شده در جدول 11 خواص ترمودینامیکی اعم از دما، فشار، دبی جرمی و اگزروی برای هر نقطه ارائه شده است. در این جدول همچنین هزینه‌های واحد اگزروی در هر نقطه از چرخه نشان داده شده است. مطابق این جدول هزینه واحد اگزروی توان تولیدی پیل سوختی، توان تولیدی توربین گازی، برودت خروجی، جریان بخار و آب گرم تولیدی به

¹ Sum of Unit Costs of Products

جدول 10 داده‌های ورودی فرض شده برای مدل سازی سیستم

پارامتر	مقدار
چگالی جریان (آمپر بر متر مربع)	5000
ضریب مصرف سوخت	0.85
ضریب بهره‌برداری هوا	0.15
نسبت فشار کمپرسورها	6.5
سطح فعال هر پیل سوختی (متر مربع)	0.084
تعداد پیل سوختی	1798
راندمان ایزنتروپیک کمپرسورها و توربین گازی (%)	85
راندمان پس سوز (%)	98
راندمان مبدل توان پیل سوختی (%)	95
کارایی مبادله کن های گرمایی (%)	85
افت فشار مبادله کن ها (%)	3
افت فشار مجموعه پیل سوختی (%)	2
افت فشار پس سوز (%)	3
دمای ژنراتور (درجه سانتی گراد)	150
دمای کند انسور (درجه سانتی گراد)	30
دمایی اواپراتور (درجه سانتی گراد)	0
کارایی مبدل حرارتی چرخه گس (%)	80
بازده پمپ (%)	50
مقدار گاز زدایی	0.3
افت فشار مولد بخار بازیافت حرارت (%)	4
فشار بخار (بار)	8
اختلاف دمای مینیمم (نقطه پینچ) (درجه سانتی گراد)	35
بازده پمپ آب (%)	85
افت فشار مبادله کن گرمایی بازیافت حرارت (%)	2
فشار آب گرم (بار)	2
دمای خروجی آب گرم (درجه سانتی گراد)	70
ساعت کارکرد (در سال)	7446
نرخ بهره (%)	12
سال کارکرد اجزای سیستم	20

شده است. افزایش چگالی جریان موجب افزایش دبی سوخت مصرفی و دمای پیل سوختی (به خاطر واکنش اگزوترمیک) می‌شود. افزایش همزمان چگالی جریان و دمای پیل سوختی، باعث افزایش همه افت ولتاژهای درون پیل سوختی و کاهش ولتاژ نرنست و در نتیجه کاهش ولتاژ پیل سوختی می‌شود. با توجه به "شکل 9" می‌توان دریافت که با افزایش نسبت فشار کمپرسور، هزینه واحد اگزورژی محصولات ابتدا کاهش و سپس افزایش یافته ولی بازده اگزورژی کاهش می‌یابد. با توجه به این شکل سیستم ترکیبی پیشنهادی در نسبت فشار 4.2 دارای کمترین هزینه واحد اگزورژی محصولات در حدود 326 دلار بر گیگاژول و بازده اگزورژی در حدود 59% است.

پس از تعیین محدوده نسبت فشار بهینه در ادامه ضریب مصرف سوخت برای سیستم نیز برآورد می‌شود. "شکل 10" بیان می‌کند که با افزایش ضریب مصرف سوخت از 0.75 به 0.95، مجموع هزینه واحد اگزورژی محصولات حدود 10.5% افزایش و بازده اگزورژی در حدود 11.5 کاهش پیدا می‌کند. بنابراین با توجه به شکل در چگالی جریان 5000، ضریب بهره‌برداری هوای 0.15 و نسبت فشار 4.2، بیشترین بازده اگزورژی در حدود 61.6% و پایین‌ترین هزینه واحد اگزورژی محصولات 314.6 دلار بر گیگاژول در ضریب مصرف سوخت 0.75 برآورد می‌شود.

بازده قانون دوم را بدین صورت می‌توان توجیه کرد که با استفاده مجدد از گرمای اتلافی گازهای خروجی چرخه پیل سوختی اکسید جامد به عنوان منبع دما بالای HRSG، چرخه گس و بازیاب حرارتی تولید آب گرم مقداری از اگزورژی اتلافی به کار مفید تبدیل و سبب کاهش نرخ بازگشت ناپذیری کل و افزایش بازده اگزورژی می‌گردد.

"شکل 7" میزان تولید و مصرف توان را در اجزای مختلف چرخه ترکیبی پیشنهادی را نشان می‌دهد. توربین گاز بیشترین سهم را در تولید توان دارد درحالی که بالاترین مصرف توان در کمپرسور هوا به دلیل دبی مولی جریان بالا روی می‌دهد. سهم پمپ های چرخه گس، پمپ آب 1 و 2 در مقدار توان مصرفی بسیار کم و قابل صرف نظر کردن است.

در جدول 13 نتایج تحلیل اگزورژواکونومیکی هر جزء سیستم نشان داده شده است. این جدول نشان می‌دهد که بیشترین نرخ تخریب اگزورژی در پیل سوختی روی می‌دهد، زیرا سه عامل مهم بازگشت ناپذیری یعنی اختلاط، انجام واکنش شیمیایی و اختلاف دما در این جزء وجود دارد. بعد از آن بیشترین درصد بازگشت ناپذیری مربوط به پس سوز است. با وجود این که در پس سوز فقط درصد بسیار کمی از سوخت ورودی به چرخه که به دلیل وجود ضریب مصرف سوخت در پیل سوختی واکنش نداده‌اند، سوزانده می‌شود، ولی مقدار قابل توجهی از تخریب اگزورژی در آن رخ می‌دهد. نکته جالب توجه دیگر این است که افزودن HRSG و همچنین مبادله کن گرمایی بازیافت حرارت برای تولید آب گرم به عنوان چرخه‌های پایین دست، نسبت به چرخه پیل سوختی اکسید جامد-توربین گازی، -گس میزان بازگشت ناپذیری کل چرخه را در حدود 10.6% (جدول 12) کاهش می‌دهد.

با توجه جدول 13 می‌توان دریافت که پس سوز و مبادله کن گرمای سوخت کمترین ضریب اگزورژواکونومیکی را به خود اختصاص داده‌اند. این بدان معناست که نرخ نابودی اگزورژی و نرخ اگزورژی از دست رفته در این اجزاء بسیار زیاد است. بنابراین استفاده از دستگاه‌های کارآتر علی‌رغم هزینه‌های بالا موجب افزایش بازده اگزورژی این اجزاء خواهد شد. از طرف دیگر، بیشترین ضریب اگزورژواکونومیکی مربوط به پمپ‌های چرخه و مبدل توان است. ضریب اگزورژواکونومیکی بالا به معنی بیشتر بودن هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه، راه‌اندازی و نگهداری در مقایسه با هزینه نرخ نابودی اگزورژی است. توصیه می‌شود که هزینه سرمایه گذاری کمتری برای این اجزاء صورت پذیرد. همچنین با توجه به جدول 13 بالاترین ۲ مربوط به بازیاب حرارتی تولید آب گرم و پایین‌ترین آن مربوط به رکتیفایر است. با در نظر گرفتن جریان 4 به عنوان سوخت و مجموع توان تولیدی پیل سوختی، توربین گازی، برودت تولیدی و بخار داغ و آب گرم تولیدی به عنوان محصول، نرخ هزینه خرید کل تجهیزات چرخه و نرخ هزینه تخریب اگزورژی کل سیستم به ترتیب 10.47 دلار بر ساعت و 25.32 و ضریب اگزورژواکونومیکی کل سیستم 29.3% به دست می‌آید این بدین معنی است که در حدود 70.7% از کل هزینه‌های سیستم، به تلفات و تخریب اگزورژی مربوط می‌شود. بنابراین افزایش هزینه سرمایه‌گذاری اولیه اجزاء می‌تواند عملکرد اگزورژواکونومیکی سیستم را بهبود بخشد.

با توجه به این که در بررسی اگزورژی و اگزورژواکونومیک سیستم‌ها، همواره هزینه پایین واحد اگزورژی محصولات تولیدی (SUCP) و بازده اگزورژی بالا مطلوب است. با در نظر گرفتن این مساله در این بخش اثر چگالی جریان، نسبت فشار کمپرسور و ضریب مصرف سوخت به عنوان پارامترهای تاثیرگذار، بر روی بازده اگزورژی و هزینه محصولات تولیدی بررسی خواهد شد. در "شکل 8" اثر تغییرات چگالی جریان بر روی ولتاژ پیل سوختی ارائه

اگرزری محصولات چرخه ارائه شده است. افزایش چگالی جریان منجر به افزایش همزمان توان خالص خروجی چرخه، گرمای HRSG، سرمایش اواپراتور، گرمای مبادله کن گرمایی بازیافت حرارت و دبی مولی سوخت ورودی (نرخ اگرزری ورودی به سیستم) می‌شود. با این وجود میزان افزایش اگرزری خروجی سیستم کمتر از اگرزری ورودی سیستم است. بنابراین بازده

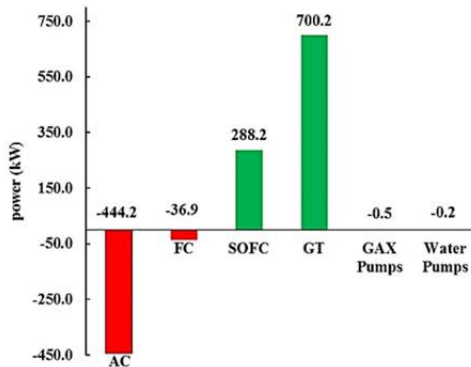


Fig. 7 The amount of electrical power produced and consumed in the system components

شکل 7 میزان تولید و مصرف توان در اجزای مختلف چرخه

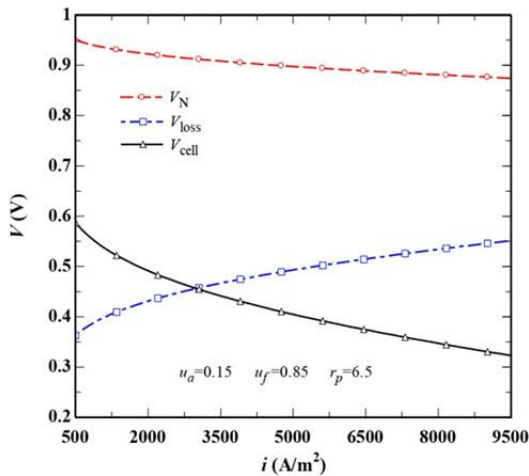


Fig. 8 Variations in the fuel cell voltage with with current density

شکل 8 تغییرات ولتاژ پیل سوختی با چگالی جریان

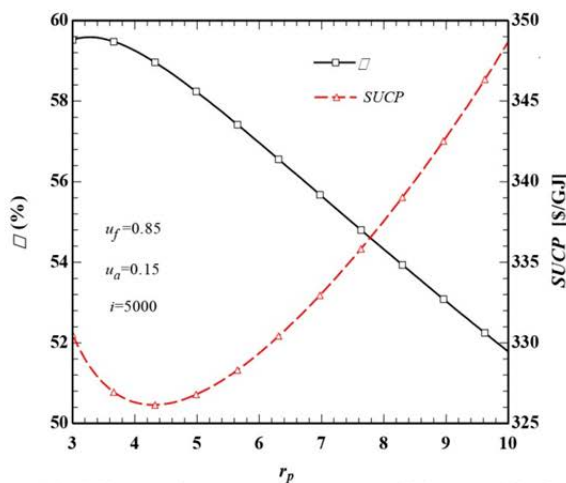


Fig. 9 The influence of pressure ratio on energy efficiency and SUCP

شکل 9 تاثیر نسبت فشار بر روی بازده اگرزری و هزینه واحد اگرزری محصولات

جدول 11 خواص ترمودینامیکی و هزینه جریان

Table 11 Thermodynamic properties and cost flow rate

جریان	دما (°C)	فشار (bar)	دبی جریان (kg/sec)	اگرزری (kW)	هزینه واحد اگرزری (\$/GJ)
1	25	1	1.78	3.8	0
2	268.41	6.5	1.78	410	29.33
3	481.89	6.31	1.78	623.6	29.02
4	25	1	0.0194	1075.8	15
5	266.95	6.5	0.0194	1109.5	15.43
6	496.14	6.31	0.0194	1128.3	15.78
7	788.23	6.18	1.72	998.1	23.41
8	788.23	6.18	0.082	291.3	23.41
9	860.93	5.99	1.8	1203.1	25.12
10	536.58	1.15	1.8	455.7	25.12
11	519.57	1.12	1.8	428.5	25.12
12	168.75	1.04	1.8	61.2	25.12
13	137.1	1.02	1.8	39.6	25.12
14	42.72	3.98	0.1648	1429.2	58.35
15	80.94	11.61	0.1648	1432.5	58.31
16	150	11.61	0.1071	302	57.95
17	115.9	3.98	0.1071	301.3	58.08
18	80.94	11.61	0.0594	1170.5	58.28
19	80.95	11.61	0.0017	14.7	62.29
20	60.15	11.61	0.0577	1154.8	58.28
21	30	11.61	0.0577	1152.9	58.4
22	6.37	11.61	0.0577	1153.1	58.42
23	-1.85	3.98	0.0577	1153	58.42
24	0	3.98	0.0577	1146.7	58.42
25	18.88	3.98	0.0577	1146.3	58.42
26	43.03	11.61	0.1648	1429.4	58.35
27i	80.94	3.98	0.1244	604.1	70.63
27v	80.94	3.98	0.0173	313	82.72
28i	115.9	11.61	0.1311	718	58.3
28v	115.9	11.61	0.0239	428	58.02
31	25	1	0.0427	0	0
32	60.94	1	0.0427	0.4	0
33	25	1	1.1330	0	0
34	40.15	1	1.1330	1.8	0
35	25	1	0.7346	0	0
36	3.15	1	0.7346	2.6	148.26
37	25	1	0.3355	0	0
38	60.94	1	0.3355	2.8	82.63
39				36.9	26.49
40				444.2	26.49
41				303.4	23.41
42				288.2	26.49
43				700.2	27.04
44				0.3	26.49
46	320.15	1.08	1.80	192.7	25.12
47	25	1	0.11	0	0
48	25.04	8	0.11	0.1	58.02
49	168.76	7.68	0.11	87.4	40.29
55	70.02	1	1.80	9.8	25.12
57	25	1	0.68	0	0
58	25.01	2	0.68	0.1	59.1
59	70	1.96	0.68	8.9	89.02

جدول 12 نتایج مدل سازی چرخه ترکیبی پیشنهادی و مقایسه آن با چرخه پیل سوختی -توربین گاز -گکس

Table 12 Performance parameters for the proposed combined system and the SOFC-GT-GAX systems

پارامتر	پیل سوختی -توربین گازی -گکس	چرخه حاضر
توان خالص چرخه (کیلو وات)	512.3	506.8
بازده اگرزری (%)	49.01	56.3
بازگشت ناپذیری چرخه (کیلو وات)	524.4	468.9

در "شکل 11" اثر تغییرات چگالی جریان بر روی بازده اگرزری و هزینه واحد

جدول 13 نتایج تحلیل اگز رژواکونومیکی اجزای سیستم

Table 13 Exergoeconomic results for the system components

اجزاء	\dot{E}_D (kW)	C_F (\$/GJ)	C_P (\$/GJ)	$\dot{C}_D + \dot{C}_L$ (\$/h)	\dot{Z} (\$/h)	f (%)	r (%)
کمپرسور سوخت	3.161	26.49	29.09	0.3014	0.009766	3.1	9.823
کمپرسور هوا	37.96	26.49	29.6	3.62	0.8959	19.8	11.76
مبادله کن گرمایی سوخت	8.376	25.12	36.49	0.7573	0.01296	1.7	45.29
مبادله کن گرمایی هوا	22.07	25.12	28.43	1.996	0.5508	21.6	13.18
پیل سوختی	159.1	14.11	19.16	8.085	5.014	38.3	35.72
مبدل توان	15.17	23.41	26.49	1.279	1.909	59.9	13.12
پس سوز	86.31	23.41	25.12	7.275	0.09212	1.3	7.264
توربین گاز	47.26	25.12	27.04	4.273	0.591	12.2	7.682
مجموعه ابربر و ژنراتور	8.763	25.12	58.28	0.7923	0.2108	21.0	132.1
رکتیفایر	0.5742	58.28	58.28	0.307	0.01872	5.7	0.001179
کندانسور	0.1507	58.28	58.4	0.44072	0.06474	12.8	0.1928
مبدل حرارتی	0.2635	58.4	58.42	0.0554	0.02159	28.0	0.03177
اواپراتور	3.647	58.42	148.3	0.767	0.07136	8.5	153.8
پمپ	0.1438	26.49	91.52	0.01371	0.02296	62.6	245.5
مولد بخار بازیافت حرارت	44.27	25.12	40.27	4.003	0.7591	15.9	60.34
بازیاب حرارتی	20.96	25.12	89.26	1.895	0.1422	7.0	255.4
پمپ آب 1	0.01385	26.49	58.02	0.001321	0.007566	85.1	119.1
پمپ آب 2	0.01209	26.49	59.1	0.001153	0.006869	85.6	123.1
کل سیستم	468.9	15	324	25.32	10.47	29.3	20.60

جدول 14 نتایج عملکردی چرخه ترکیبی پیشنهادی در یک حالت بهینه

Table 14 Performance parameters for the proposed system in an optimum state

پارامتر	مقدار
چگالی جریان (آمپر بر متر مربع)	8500
ضریب مصرف سوخت	0.75
ضریب بهره برداری هوا	0.15
نسبت فشار کمپرسورها	4.2
بازگشت ناپذیری چرخه (کیلو وات)	820.4
نرخ هزینه خرید کل تجهیزات چرخه (دلار بر ساعت)	14.6
بازده اگزرژی (درصد)	60.33
مجموع هزینه واحد اگزرژی محصولات (دلار بر گیگا ژول)	305

اگزرژی و مجموع هزینه واحد اگزرژی محصولات با افزایش چگالی جریان کاهش می یابد. با توجه به شکل، در ضریب مصرف سوخت 0.75، ضریب بهره برداری هوای 0.15 و نسبت فشار 4.2 بازده اگزرژی در حدود 60.33% و هزینه واحد اگزرژی محصولات 305 دلار بر گیگاژول در چگالی جریان 8500 برآورد می شود.

با توجه به نتایج فوق می توان این گونه نتیجه گرفت که برای دستیابی به یک حالت بهینه اقتصادی باید برای یک ضریب مصرف سوخت معین، نسبت فشار، چگالی جریان و ضریب بهره برداری هوای متناظر با آن در نظر گرفته شود. نتایج مربوط به حالت بهینه سیستم ترکیبی پیشنهادی در جدول 14 ارائه شده است.

همان طوری که در جدول 14 مشاهده می شود بازده اگزرژی و مجموع هزینه واحد اگزرژی محصولات به ترتیب 60.33% و 305 دلار بر گیگاژول و نرخ هزینه خرید کل تجهیزات چرخه 14.6 دلار بر ساعت و ضریب اگزرژی و اکونومیکی کل سیستم 24.78% به دست می آید این بدین معنی است که تلفات و تخریب اگزرژی سیستم بالا می باشد. بنابراین افزایش هزینه سرمایه گذاری اولیه اجزا می تواند عملکرد اگزرژی و اکونومیکی سیستم را بهبود بخشد.

5- نتیجه گیری

در این مطالعه یک چرخه جدید متشکل از پیل سوختی اکسید جامد، HRSG، چرخه تبرید جذبی گسکس و مبادله کن گرمای بازیافت حرارت برای تولید همزمان توان، سرمایش، گرمایش از دیدگاه اگزرژی و اگزرژی-اقتصادی مورد بررسی قرار گرفت و نتایج زیر حاصل گردید

- 1- بازده اگزرژی چرخه ترکیبی پیشنهادی به دلیل استفاده مفید از گرمای اتلافی گازهای خروجی چرخه پیل سوختی اکسید جامد

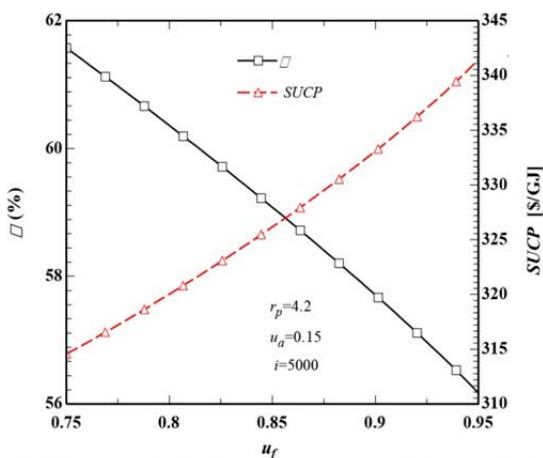


Fig. 10 Influence fuel utilization factor on energy efficiency and SUCP

شکل 10 تاثیر ضریب مصرف سوخت بر بازده اگزرژی و هزینه واحد اگزرژی محصولات

6- پیوست

در محاسبه افت ولتاژ غلظتی، i_L چگالی جریان حدی برای نفوذ جزء متناظر در الکتروود مربوطه است و به عنوان بیشترین چگالی جریان ممکن تعریف می شود و هنگامی اتفاق می افتد که غلظت واکنش دهنده ها در حالت پایا در لایه کاتالیستی به صفر کاهش یابد. برای بخار آب، چگالی جریان حدی از رابطه (29) حاصل خواهد شد.

$$i_{L,H_2O} = \frac{n_e F D_{eff,H_2O}}{RT_{cell} l_a} P_{H_2O} \quad (29)$$

l_a ضخامت آند و D_{eff} ضریب نفوذ مؤثر گاز که برای محاسبه مسیر غیرمستقیم مولکول ها در الکترودهای متخلخل به کار برده می شود.

7- فهرست علائم

c	هزینه اگزورژنتیکی هر جریان (\$/GJ)
\dot{C}	نرخ هزینه (\$/h)
$D_{eff,k}$	ضریب نفوذ مؤثر گاز (m^2/s)
\dot{E}_D	نرخ تخریب اگزورژی (kW)
\bar{e}^{ch}	اگزورژی شیمیایی استاندارد ماده (kJ/kmol)
\bar{e}_f	اگزورژی شیمیایی سوخت (kJ/kmol)
f	ضریب اگزورژواکونومیکی
F	ثابت فارادی (C/mol)
i	چگالی جریان (A/m^2)
i_0	چگالی جریان تبادل (A/m^2)
i_L	چگالی جریان حدی (A/m^2)
i_r	نرخ بهره
l	طول شار جریان (m)
n	تعداد سال های کارکرد
P	فشار (bar)
\dot{Q}	نرخ انتقال حرارت (kW)
r_p	نسبت فشار
T	دما ($^{\circ}C$)
u_f	ضریب مصرف سوخت
u_a	ضریب بهره برداری هوا
\dot{Z}	هزینه سرمایه گذاری (\$/h)

علائم یونانی

η	بازده
φ	ضریب نگهداری
ε	کارایی
ψ	بازده اگزورژی

زیر نویس ها

a	آند
AB	پس سوز
Abs	ابزربر
AC	کمپرسور هوا
act	فعال سازی
AHE	مبادله کن گرمایی هوا
C	کاتد
cell	پیل سوختی

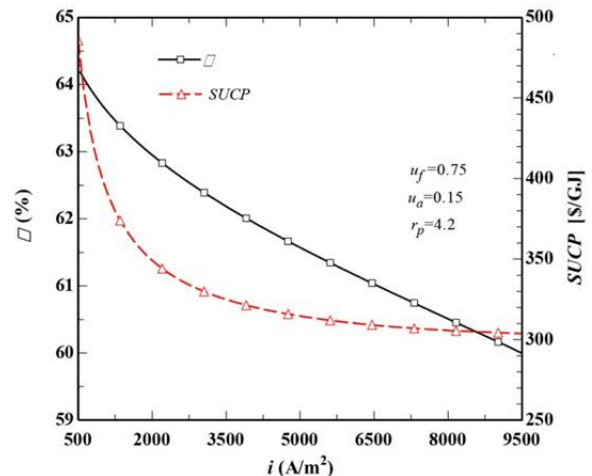


Fig. 11 The influence of current density on energy efficiency and SUCP

شکل 11 تاثیر چگالی جریان بر روی بازده اگزورژی و هزینه واحد اگزورژی محصولات

14.9% بیشتر از چرخه پیل سوختی اکسید جامد- توربین گازی- گسکس است.

2- پیل سوختی، به دلیل بازگشت ناپذیری حاصل از اختلاط، انجام واکنش شیمیایی و اختلاف دما و پس سوز به دلیل احتراق بیشترین نرخ تخریب اگزورژی را بین اجزای سیستم دارند. به دلیل استفاده هرچه بیشتر از اگزورژی گازهای اتلافی در چرخه ترکیبی جدید و تبدیل آن به کار مفید، نرخ بازگشت ناپذیری کل چرخه در حدود 10.6% نسبت به چرخه پیل سوختی اکسید جامد - توربین گازی- گسکس کمتر می شود.

3- به ازای شرایط کاری مشخص، هزینه واحد اگزورژی توان تولیدی پیل سوختی، توان تولیدی توربین گازی، برودت خروجی اواپراتور، جریان بخار HRSG و آب گرم تولیدی HR به ترتیب 26.49، 27.04، 148.26، 40.29 و 89.02 دلار بر گیگاژول به دست آمد و مجموع هزینه واحد اگزورژی محصولات، 331.1 دلار بر گیگاژول محاسبه شد.

4- پس سوز و مبادله کن گرمای سوخت کمترین ضریب اگزورژواکونومیکی را در بین اجزاء دارا هستند. بنابراین استفاده از دستگاه های کارآتر برای افزایش بازده اگزورژی این اجزاء پیشنهاد می شود.

5- با توجه به نتایج اگزورژی اقتصادی به ازای شرایط مشخص، ضریب اگزورژواکونومیکی، نرخ هزینه خرید کل تجهیزات چرخه و نرخ هزینه تخریب اگزورژی کل سیستم به ترتیب 29.3%، 10.47 دلار بر ساعت و 25.32 دلار بر ساعت محاسبه شد.

6- با افزایش چگالی جریان، دمای پیل سوختی افزایش می یابد. افزایش همزمان چگالی جریان و دمای پیل سوختی، باعث افزایش همه افت ولتاژهای درون پیل سوختی و کاهش ولتاژ نرنست و در نتیجه کاهش ولتاژ پیل سوختی می شود.

7- با افزایش نسبت فشار کمپرسور، بازده اگزورژی چرخه کاهش می یابد در حالی که مجموع هزینه واحد اگزورژی محصولات در یک نسبت فشار معینی به حداقل مقدار خود می رسد.

8- نتایج مدل سازی نشان می دهد که با افزایش چگالی جریان، بازگشت بازده اگزورژی و مجموع هزینه واحد اگزورژی محصولات به ازاء شرایط کارکردی مشخص کاهش پیدا می کنند.

and power system based on solid oxide fuel cell, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 50, No. 1, pp. 1101-1110, 2013.

[8] S. Ma, J. Wang, Z. Yan, Y. Dai, B. Lu, Thermodynamic analysis of a new combined cooling, heat and power system driven by solid oxide fuel cell based on ammonia-water mixture, *Journal of Power Sources*, Vol. 196, No. 20, pp. 8463-8471, 2011.

[9] F. Ranjbar, A. Chitsaz, S. Mahmoudi, S. Khalilarya, M. A. Rosen, Energy and exergy assessments of a novel trigeneration system based on a solid oxide fuel cell, *Energy Conversion and Management*, Vol. 87, pp. 318-327, 2014.

[10] L. Khani, S. M. S. Mahmoudi, A. Chitsaz, M. A. Rosen, Energy and exergoeconomic evaluation of a new power/cooling cogeneration system based on a solid oxide fuel cell, *Energy*, Vol. 94, pp. 64-77, 2016.

[11] A. Mehr, V. Zare, S. Mahmoudi, Standard GAX versus hybrid GAX absorption refrigeration cycle: from the view point of thermoeconomics, *Energy Conversion and Management*, Vol. 76, pp. 68-82, 2013.

[12] A. Ramesh Kumar, M. Udayakumar, Studies of compressor pressure ratio effect on GAXAC (generator-absorber-exchange absorption compression) cooler, *Applied Energy*, Vol. 85, No. 12, pp. 1163-1172, 2008.

[13] E. G. t. services, *Fuel Cell Handbook*, Seventh Edition, pp. 7.13-7.23, Morgantown: U.S. Department of Energy, Office of Fossil Energy, National Energy Technology Laboratory, 2004.

[14] A. V. Akkaya, Electrochemical model for performance analysis of a tubular SOFC, *International Journal of Energy Research*, Vol. 31, No. 1, pp. 79-98, 2007.

[15] J. Larminie, A. Dicks, M. S. McDonald, *Fuel Cell Systems Explained*, 2nd ed, pp. 207-226, J. Wiley Chichester, UK, 2003.

[16] I. Dincer, Y. A. Cengel, Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering, *Entropy*, Vol. 3, No. 3, pp. 116-149, 2001.

[17] A. Bejan, G. Tsatsaronis, *Thermal Design and Optimization*, pp. 405-518, John Wiley & Sons, 1996.

[18] J. Szargut, *Exergy Method: Technical and Ecological Applications*, pp. 21-34, WIT press, 2005.

[19] M. J. Moran, H. N. Shapiro, D. D. Boettner, M. B. Bailey, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, pp. 764, John Wiley & Sons, 2010.

[20] A. Chitsaz, A. Mehr, S. Mahmoudi, Exergoeconomic analysis of a trigeneration system driven by a solid oxide fuel cell, *Energy Conversion and Management*, Vol. 106, pp. 921-931, 2015.

[21] R. Ahmadi, S. M. Pourfatemi, S. Ghaffari, Exergoeconomic optimization of hybrid system of GT, SOFC and MED implementing genetic algorithm, *Desalination*, Vol. 411, pp. 76-88, 2017.

[22] H. Athari, S. Soltani, M. A. Rosen, S. M. S. Mahmoudi, T. Morosuk, A comparative exergoeconomic evaluation of biomass post-firing and co-firing combined power plants, *Biofuels*, Vol. 8, No. 1, pp. 1-15, 2017.

[23] E. Akrami, A. Chitsaz, H. Nami, S. Mahmoudi, Energetic and exergoeconomic assessment of a multi-generation energy system based on indirect use of geothermal energy, *Energy*, Vol. 124, pp. 625-639, 2017.

[24] I. Dincer, M. A. Rosen, P. Ahmadi, *Optimization of Energy Systems*, pp. 414 John Wiley & Sons, 2017.

[25] S. Singhal, Advances in solid oxide fuel cell technology, *Solid State Ionics*, Vol. 135, No. 1, pp. 305-313, 2000.

شیمیایی	ch
غلظتی	con
کندانسور	cond
اوپراتور	evap
کمپرسور سوخت	FC
مبادله کن گرمایی سوخت	FHE
قسمت دما بالای ژنراتور	GAXA
قسمت دما پایین ژنراتور	GAXD
ژنراتور	Gen
توربین گاز	GT
مبدل توان	inv
فیزیکی	ph
پیش سردکن	Prec
رکتیفایر	Rec

8- مراجع

[1] L. Khani, S. M. S. Mahmoudi, A new electrical power and cooling cogeneration cycle based on/ a Solid Oxide fuel cell, *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 49, No. 1, pp. 231-237, 2017. (in Persian فارسی)

[2] J. Pirkandi, M. Ghassemi, M. H. Hamed, R. Mohammadi, Electrochemical and thermodynamic modeling of a CHP system using tubular solid oxide fuel cell (SOFC-CHP), *Journal of Cleaner Production*, Vol. 29, pp. 151-162, 2012.

[3] D. F. Cheddle, Thermo-economic optimization of an indirectly coupled solid oxide fuel cell/gas turbine hybrid power plant, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 36, No. 2, pp. 1702-1709, 2011.

[4] A. V. Akkaya, B. Sahin, H. H. Erdem, Exergetic performance coefficient analysis of a simple fuel cell system, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 32, No. 17, pp. 4600-4609, 2007.

[5] S. Chan, H. Ho, Y. Tian, Modelling of simple hybrid solid oxide fuel cell and gas turbine power plant, *Journal of Power Sources*, Vol. 109, No. 1, pp. 111-120, 2002.

[6] A. V. Akkaya, B. Sahin, H. H. Erdem, An analysis of SOFC/GT CHP system based on exergetic performance criteria, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 33, No. 10, pp. 2566-2577, 2008.

[7] H. Xu, Z. Dang, B. F. Bai, Analysis of a 1 kW residential combined heating