



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- استادیار، 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 گسک 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 بازگشت ناپذیری این چرخه 10.6% کمتر از چرخه ترکیبی پیل سوختی - توربین گازی - چرخه گسک، در شرایط مشابه می باشد. همچنین، پیل سوختی و پس سوز بدلیل بازگشت ناپذیری 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 گسک
مولد بخار بازیافت حرارت
تولید همزمان
تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی

Thermoeconomic analysis of a novel trigeneration 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 اگزرواکونومیکی مورد بررسی قرار می گیرد. 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 گس قرار داده شده است. با توجه به این که در پیل سوختی اکسید جامد واکنش الکتروشیمیایی به وقوع می پیوندد، محاسبات الکتروشیمیایی مجزا و کاملی برای محاسبه ولتاژ تولیدی آن صورت گرفته و برخلاف مرجع [9,10]، در تمام شرایط کاری دمای پیل محاسبه می شود. با حل همزمان دستگاه معادلات حاصل با استفاده از نرم افزار ای ای اس، خواص ترمودینامیکی و اقتصادی جریان ها و پارامترهای اگزرواکونومیکی هر جزء سیستم معین می شوند. در ادامه تاثیر پارامتر نسبت فشار کمپرسور، چگالی جریان و ضریب مصرف سوخت بر عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی سیستم بررسی می شود.

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 مبادله کن های گرمایی مربوطه استفاده می شود. انجام واکنش شیمیایی بین هیدروژن و اکسیژن در پیل سوختی اکسید جامد منجر به تولید بخار آب و جریان الکتریکی مستقیم می گردد که توسط مبدل توان به جریان متناوب تبدیل می شود. در ادامه در پس سوز هیدروژن باقی مانده در جریان خروجی آند با اکسیژن اضافی خروجی کاتد می سوزد. جریان خروجی پس سوز که فشار و دمای بالایی دارد، وارد توربین گازی می شود. این جریان بعد از عبور از مبادله کن های گرمایی سوخت و هوا، برای تولید بخار آب وارد HRSG می شود. سپس وارد ژنراتور چرخه گس شده تا انرژی لازم این سیستم را برای تولید بروئت تامین کند. توصیف چرخه گس توسط علی صابری مهر و همکاران با تمام جزئیات در مرجع [11] ارائه شده است. تفاوت اساسی بین چرخه تبرید جذبی گس و با چرخه تبرید جذبی تک اثره در این است که در چرخه گس، ژنراتور و جاذب به دو قسمت دما بالا و دما پایین تقسیم می شود. گرما از قسمت دما بالای جاذب به قسمت دما پایین ژنراتور منتقل می شود. 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 می شود. این جریان بعد از عبور از ژنراتور چرخه گس وارد مبادله کن گرمای HR شده تا انرژی لازم آن را برای تولید گرمایش آب گرم تامین کند. در نهایت با دمای نسبتاً پایین به محیط تخلیه می شوند.

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

- سیستم در شرایط حالت پایا کار می کند.
- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر می شود.
- هیچ یک از اجزای سیستم با محیط تبادل گرمایی ندارد.
- دمای جریان های خروجی آند و کاتد با هم برابر است.
- همه گازها در سیستم پیل سوختی رفتار گاز ایده آل دارند.
- میرد خروجی از کند انسور و او اپراتور به حالت اشباع است.

خود جلب نموده است [1,2]. در میان انواع مختلف پیل های 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 می توان آن را در ترکیب با چرخه های پایین دستی برای تولید توان بیشتر، با بهره برداری 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. آن ها 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 سیستم های تبدیل انرژی رایج مانند محفظه احتراق و توربین گاز یا سیکل ترکیبی حدود 20% بیشتر می باشد. پیرکندی و همکاران [2] یک سیستم تولید همزمان برق و آب گرم را پیشنهاد دادند. آن ها، از گازهای داغ خروجی از پیل سوختی، جهت پیش گرم کردن گازهای ورودی به پیل سوختی و تولید آب گرم استفاده نمودند. نتایج کار آن ها نشان داد که بازده سیستم تولید همزمان تا 73% افزایش می یابد. 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. آن ها 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 می نماید و دارای 52.1% بازده الکتریکی و 79.2% بازده تولید همزمان (بازده کل) می باشد. شاولین ما 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 می پذیرفت، 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 گس و مبادله کن گرمایی بازیافت حرارت را از نظر انرژی و اگزرژی مورد تحلیل قرار دادند. نتایج آن ها نشان می دهد که بازده انرژی چرخه تولید سه گانه حداقل 33 درصد بیشتر از سیکل منفرد پیل سوختی است و بیشترین میزان تخریب اگزرژی 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 گس را از دید انرژی و اگزرژی و اگزرژی اقتصادی مورد تحلیل قرار دادند. بازده اگزرژی 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 لوله ای و توربین گاز با سوخت هیدروژن، مولد بخار بازیافت حرارت¹، چرخه تبرید جذبی گس² و مبادله کن گرمای بازیافت حرارت³ برای تولید

¹ HRSG (Heat Recovery Steam Generator)

² GAX (Generator-Absorber-heat eXchange)

³ HR (Heat Recover)

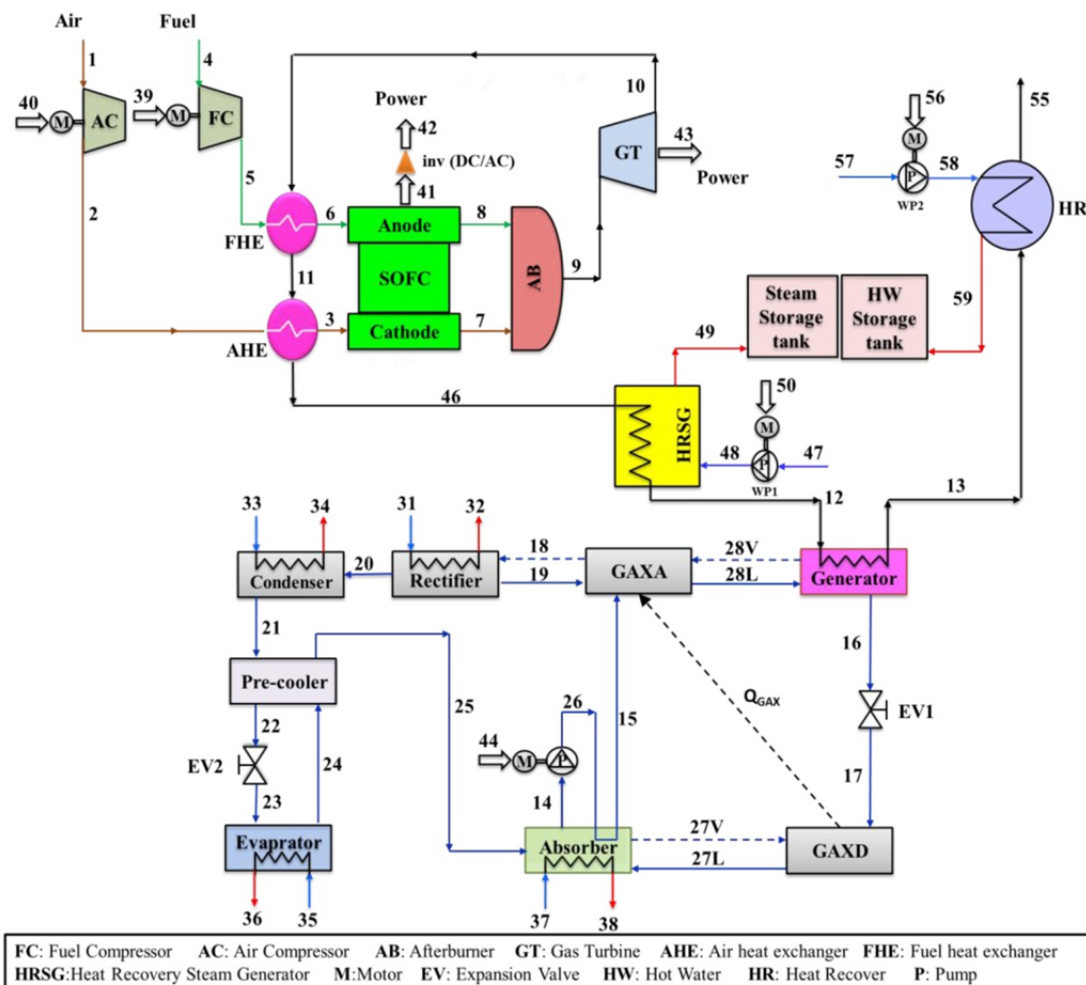


Fig. 1 Schematic diagram of the electrical power/cooling/Heating trigeneration system

شکل 1 شماتیک چرخه ترکیبی تولید سه گانه توان، سرمایش و گرمایش

استفاده از معادله نرنست محاسبه می شود. اما در شرایط واقعی ولتاژ خروجی کمتر از ولتاژ نرنست است که ناشی از افت ولتاژهای مقاومتی، غلظتی و فعال سازی است. معادلات لازم برای محاسبات الکتروشیمیایی پیل سوختی در جدول 1 و پیوست مقاله ارائه شده است. آهنگ مصرف هیدروژن در واکنش الکتروشیمیایی توسط قانون فارادی، از رابطه (3) به دست می آید:

$$\dot{Z} = \frac{iA_{act}N_{cell}}{n_e F} \quad (3)$$

که در آن $\dot{Z}$ ، n_e و F به ترتیب نشان دهنده میزان مصرف هیدروژن در واکنش، تعداد الکترون های شرکت کننده در واکنش و ثابت فارادی (96475 کولن بر مول) هستند.

مقدار هیدروژن و اکسیژن ورودی به سیستم با استفاده از ضریب مصرف سوخت (u_f) و ضریب بهره برداری هوا (u_a) از رابطه (4) محاسبه می شوند [15]:

$$\dot{n}_{6,H_2} = \frac{\dot{Z}}{u_f} \quad ; \quad \dot{n}_{3,O_2} = \frac{\dot{Z}}{2u_a} \quad (4)$$

روابط (5) تا (7) موازنه مولی جریان ورودی و خروجی پیل سوختی است:

$$\dot{n}_{6,H_2O} = \frac{11}{89} \dot{n}_{6,H_2} \quad ; \quad \dot{n}_{3,N_2} = \frac{79}{21} \dot{n}_{3,O_2} \quad (5)$$

$$\dot{n}_{8,H_2} = \dot{n}_{6,H_2} - \dot{Z} \quad ; \quad \dot{n}_{8,H_2O} = \dot{n}_{6,H_2O} + \dot{Z} \quad (6)$$

- از افت فشار ناشی از اصطکاک در چرخه گکس صرف نظر می شود.
- سیال عامل در چرخه گکس محلول آب-آمونیاک است.
- بخار خروجی HRSG، آب به حالت اشباع است.
- شرایط هوا و سوخت ورودی به سیستم برابر شرایط محیط (فشار 1 بار و دمای 25 سلیسیوس) در نظر گرفته می شود.

3- مدل سازی سیستم

3-1- مدل سازی الکتروشیمیایی پیل سوختی

پیل سوختی اکسید جامد لوله ای ساخت شرکت زیمنس وستینگهاوس با طول 150 cm و قطر فعال 22 cm برای سیستم در نظر گرفته شد. معادله واکنش الکتروشیمیایی کلی این پیل به شکل رابطه (1) نوشته می شود [13].



توان مستقیم تولید شده توسط پیل سوختی اکسید جامد از رابطه (2)

به دست می آید:

$$\dot{W}_{SOFC} = iA_{act}N_{cell}V_{cell} \quad (2)$$

که $\dot{W}_{SOFC}$ ، i ، A_{act} ، N_{cell} و V_{cell} به ترتیب توان تولیدی پیل سوختی، چگالی جریان، سطح فعال پیل سوختی، تعداد پیل سوختی در یک استک و ولتاژ واقعی پیل سوختی است. در شرایط ایده آل، ولتاژ پیل سوختی با

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 جرمی آمونیاک، وزن مولکولی آمونیاک و وزن مولکولی آب است.

معادلات انرژی و انترپی و انترپی 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 اکنومایزر می باشد. آب تحت فشار بوسیله جریان گاز داغ در اکنومایزر 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]

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

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

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]:

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

$\dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right)$ 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].

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

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

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

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

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

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:

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

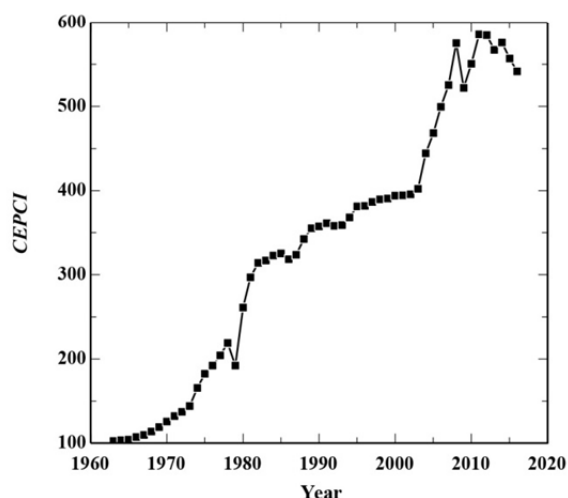


Fig. 4 Cost index diagram

شکل 4 نمودار اندیس هزینه

¹ Lower Heating Value

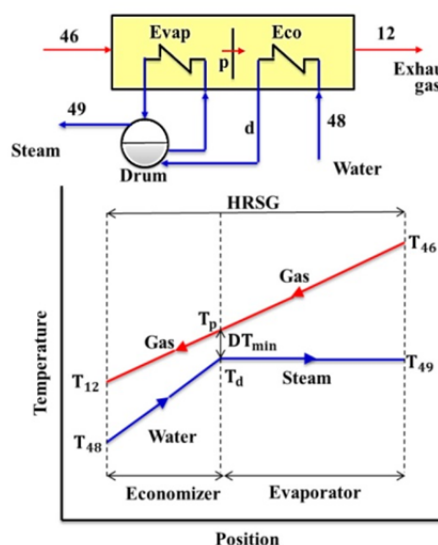


Fig. 2 Schematic diagram of HRSG flow

شکل 2 شماتیک جریان در مولد بخار باز یافت حرارت

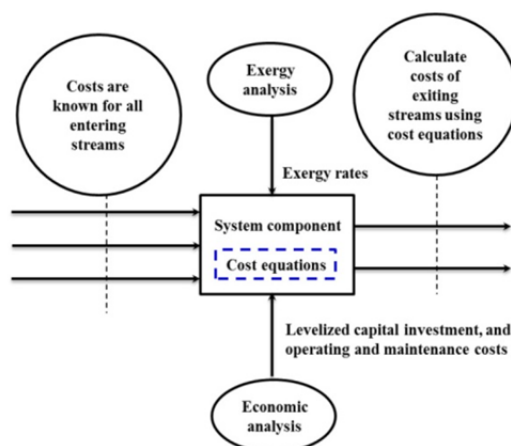


Fig. 3 SPECO Method [20]

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
$\dot{C}_4 + \dot{C}_{39} + \dot{Z}_{FC} + \dot{Z}_{M,FC} = \dot{C}_5$	$c_{39} = c_{42}$ $c_4 = 15 \text{ \$}/\text{GJ}$	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 از گزرژی از دست رفته $(\dot{C}_{L,k} + \dot{C}_{D,k})$ و ضریب اگزرواکونومیکی (f_k) صورت می‌پذیرد (روابط (24) تا (27)) [17]:

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

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

اجزاء	هزینه خرید	سال مرجع	CEPCI ¹
کمپرسور سوخت	$Z_{FC} = \frac{71.1\dot{m}_4}{0.9 - \eta_{FC}} r_p \ln(r_p)$	1994	368.1
کمپرسور هوا	$Z_{AC} = \frac{71.1\dot{m}_1}{0.9 - \eta_{AC}} r_p \ln(r_p)$	1994	368.1
مبادله کن گرمایی سوخت	$Z_{FHE} = 130 \left(\frac{A_{FHE}}{0.093} \right)^{0.78}$	2005	468.2
مبادله کن گرمایی هوا	$Z_{AHE} = 3 \times 130 \left(\frac{A_{AHE}}{0.093} \right)^{0.78}$	2005	468.2
پیل سوختی	$Z_{SOFC} = A_{act} N_{cell} (2.96T_{cell} - 1907)$	2002	395.6
مبدل توان	$Z_{inv} = 10^5 \left(\frac{\dot{W}_{SOFC}}{500} \right)^{0.7}$	2002	395.6
پس سوز	$Z_{AB} = \frac{46.08\dot{m}_7}{0.995 - \frac{P_9}{P_7}} (1 + \exp(0.018T_9 - 26.4))$	1994	368.1
توربین گاز	$Z_{GT} = \frac{479.34\dot{m}_9}{0.92 - \eta_{GT}} \ln \left(\frac{P_9}{P_{10}} \right) (1 + \exp(0.036T_9 - 54.4))$	1994	368.1

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

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

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

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

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

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

¹ CEPCI (Chemical Engineering Plant Cost Index)

جدول 4 روابط موازنه هزینه و معادلات کمکی اجزای چرخه گس [20, 11, 10]
Table 4 Relations of cost balance and auxiliary equations for each component of gas cycle [10, 11, 20]

اجزاء	معادلات کمکی	موازنه هزینه
ژنراتور گس	$\frac{c_{12} = c_{13}}{\frac{\dot{C}_{18} - \dot{C}_{15}}{\dot{E}_{18} - \dot{E}_{15}}} = \frac{\dot{C}_{16} - \dot{C}_{15}}{\dot{E}_{16} - \dot{E}_{15}}$	$\dot{C}_{12} + \dot{C}_{15} + \dot{C}_{19} + \dot{Q}_{GAXD} + \dot{Z}_{Des} = \dot{C}_{13} + \dot{C}_{16} + \dot{C}_{18}$
قسمت دما پایین ژنراتور	$\frac{\dot{C}_{18} - (\dot{C}_{15} + \dot{C}_{19} + \dot{C}_{28v} + \dot{C}_{rq})}{\dot{E}_{18} - (\dot{E}_{15} + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{28v} + \dot{E}_{rq})} = \frac{\dot{C}_{28l} - (\dot{C}_{15} + \dot{C}_{19} + \dot{C}_{28v} + \dot{C}_{rq})}{\dot{E}_{28l} - (\dot{E}_{15} + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{28v} + \dot{E}_{rq})}$	$\dot{C}_{15} + \dot{C}_{19} + \dot{C}_{28v} + \dot{C}_{rq} + \dot{Z}_{GAXD} = \dot{C}_{18} + \dot{C}_{28l}$
ابزربر گس	$\frac{c_{15} = c_{av}}{\frac{\dot{C}_{17} + \dot{C}_{26}}{\dot{E}_{17} + \dot{E}_{26}}} = \frac{\dot{C}_{15}}{\dot{E}_{15}}$ $\frac{\dot{C}_{17} + \dot{C}_{25}}{\dot{E}_{17} + \dot{E}_{25}} = \frac{\dot{C}_{14}}{\dot{E}_{14}}$	$\dot{C}_{17} + \dot{C}_{25} + \dot{C}_{26} + \dot{C}_{37} + \dot{Z}_{Abs} = \dot{C}_{14} + \dot{C}_{15} + \dot{C}_{38} + \dot{C}_{GAXA}$
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	$\frac{c_{31} = c_{32}}{\frac{\dot{C}_{20} - \dot{C}_{18}}{\dot{E}_{20} - \dot{E}_{18}}} = \frac{\dot{C}_{19} - \dot{C}_{18}}{\dot{E}_{19} - \dot{E}_{18}}$	$\dot{C}_{18} + \dot{C}_{31} + \dot{Z}_{Rec} = \dot{C}_{19} + \dot{C}_{20} + \dot{C}_{32}$
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 چرخه‌های بازیافت حرارت [23, 22, 17]

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 اگزرواکونومیک چرخه در رابطه (23) به صورت نسبت اگزرواکونومیک مفید خروجی به اگزرواکونومیک سوخت ورودی تعریف می‌شود:

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

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

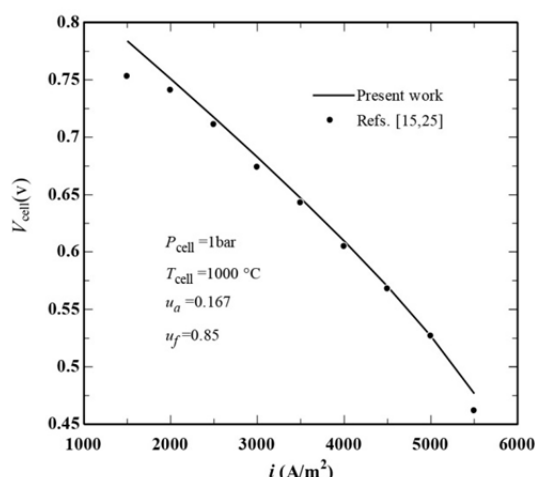


Fig. 5 Validation of fuel cell electrochemical model with experimental data

شکل 5 اعتبار سنجی مدل الکتروشیمیایی پیل سوختی با نتایج تجربی

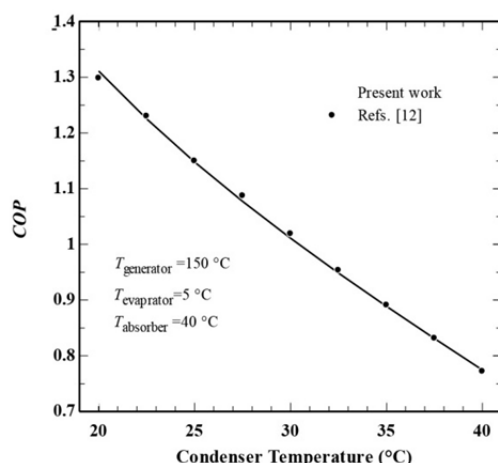


Fig. 6 Validation for GAX absorption refrigeration cycle

شکل 6 اعتبار سنجی چرخه تبرید جذبی گکس

جدول 9 اعتبار سنجی چرخه پیل سوختی اکسید جامد-توربین گازی-گکس

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
گرمای اواپراتور چرخه (کیلو وات)	381.8	381.4
بازده اگزرژی (%)	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 اگزرژی 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 - گکس در جدول 12 ارائه شده است. با توجه به این جدول ملاحظه می‌شود که بازده اگزرژی چرخه ترکیبی پیشنهادی به دلیل استفاده مفید از انرژی گازهای خروجی توربین گازی در ژنراتور چرخه گکس برای تولید بروود و بازیاب‌های حرارتی تولید کننده بخار آب و آب گرم 14.9% بیشتر از چرخه پیل سوختی اکسید جامد- توربین گازی-گکس است. کاهش بازگشت ناپذیری 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 اگزرژیواکونومیکی، هزینه واحد اگزرژی در نظر گرفته می‌شود، در این چرخه ترکیبی مجموع هزینه واحد اگزرژی محصولات¹ (دلار بر گیگاژول)، شامل مجموع هزینه واحد اگزرژی توان الکتریکی تولیدی پیل سوختی، توان تولیدی توربین گازی، بروود خروجی اواپراتور گکس، 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 اعتبار سنجی

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

4- نتایج و بحث

مفروضات اولیه و پارامترهای ورودی مورد نیاز 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، سرمایه‌ش و گرمایش خروجی است. برای تحلیل ترمواکونومیک 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 اگزرژی برای هر نقطه ارائه شده است. در این جدول همچنین هزینه‌های واحد اگزرژی در هر نقطه از چرخه نشان داده شده است. مطابق این جدول هزینه واحد اگزرژی توان تولیدی پیل سوختی، توان تولیدی توربین گازی، بروود 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 کن‌های گرمایی (%)	85
افت فشار مبادله‌کن‌ها (%)	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 انرژی محصولات ابتدا کاهش و سپس افزایش یافته ولی بازده انرژی کاهش می‌یابد. با توجه به این شکل سیستم ترکیبی پیشنهادی در نسبت فشار 4.2 دارای کمترین هزینه واحد انرژی محصولات در حدود 326 دلار بر گیگاژول و بازده انرژی 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 انرژی محصولات حدود 10.5% افزایش و بازده انرژی 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 انرژی در حدود 61.6% و پایین‌ترین هزینه واحد انرژی 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 به‌عنوان منبع دما بالای HRSG، چرخه گس و بازیاب حرارتی تولید آب گرم مقداری از انرژی اتلافی به کار مفید تبدیل و سبب کاهش نرخ بازگشت ناپذیری کل و افزایش بازده انرژی 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 به‌دلیل دبی مولی جریان بالا روی می‌دهد. سهم پمپ‌های چرخه گس، پمپ آب 1 و 2 در مقدار توان مصرفی بسیار کم و قابل صرف‌نظر کردن است.

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

با توجه جدول 13 می‌توان دریافت که پس‌سوز و مبادله‌کن گرمای سوخت کمترین ضریب انرژی‌اقتصادی را به خود اختصاص داده‌اند. این بدان معناست که نرخ نابودی انرژی و نرخ انرژی از دست رفته در این اجزاء بسیار زیاد است. بنابراین استفاده از دستگاه‌های کارآتر علی‌رغم هزینه‌های بالا موجب افزایش بازده انرژی این اجزاء خواهد شد. از طرف دیگر، بیشترین ضریب انرژی‌اقتصادی مربوط به پمپ‌های چرخه و مبدل توان است. ضریب انرژی‌اقتصادی بالا به معنی بیشتر بودن هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه، راه‌اندازی و نگهداری در مقایسه با هزینه نرخ نابودی انرژی است. توصیه می‌شود که هزینه سرمایه‌گذاری کمتری برای این اجزاء صورت پذیرد. همچنین با توجه به جدول 13 بالاترین ۲۰ مربوط به بازیاب حرارتی تولید آب گرم و پایین‌ترین آن مربوط به رکتیفایر است. با در نظر گرفتن جریان 4 به‌عنوان سوخت و مجموع توان تولیدی پیل سوختی، توربین گازی، برودت تولیدی و بخار داغ و آب گرم تولیدی به‌عنوان محصول، نرخ هزینه خرید کل تجهیزات چرخه و نرخ هزینه تخریب انرژی کل سیستم به ترتیب 10.47 دلار بر ساعت و 25.32 و ضریب انرژی‌اقتصادی کل سیستم 29.3% به‌دست می‌آید این بدین معنی است که در حدود 70.7% از کل هزینه‌های سیستم، به تلفات و تخریب انرژی مربوط می‌شود. بنابراین افزایش هزینه سرمایه‌گذاری اولیه اجزاء می‌تواند عملکرد انرژی‌اقتصادی سیستم را بهبود بخشد.

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

اگزرژی 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 اگزرژی ورودی به سیستم) می‌شود. با این وجود میزان افزایش اگزرژی خروجی سیستم کمتر از اگزرژی ورودی سیستم است. بنابراین بازده

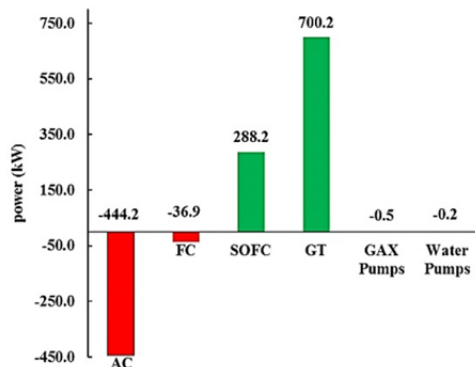


Fig. 7 The amount of electrical power produced and consumed in the system components

شکل 7 میزان تولید و مصرف توان در اجزای مختلف چرخه

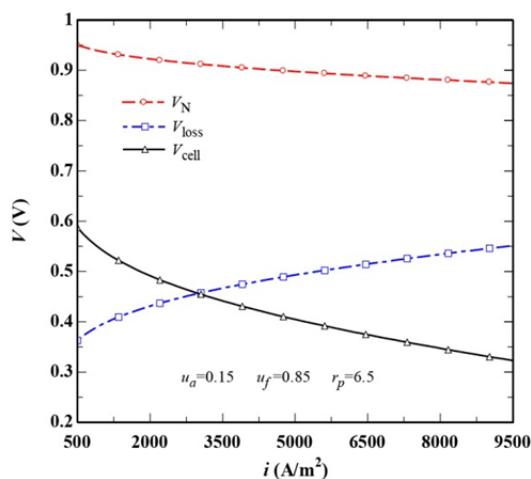


Fig. 8 Variations in the fuel cell voltage with with current density

شکل 8 تغییرات ولتاژ پیل سوختی با چگالی جریان

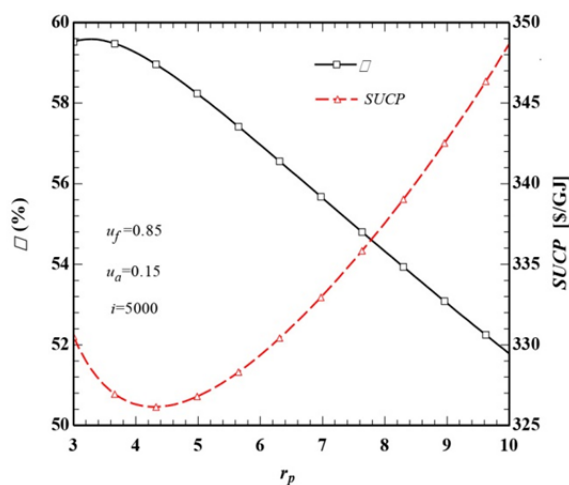


Fig. 9 The influence of pressure ratio on energy efficiency and SUCP

شکل 9 تاثیر نسبت فشار بر روی بازده اگزرژی و هزینه واحد اگزرژی 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)	اگزرژی (kW)	هزینه واحد اگزرژی (\$/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	چرخه حاضر
توان خالص چرخه (کیلو وات)	512.3	506.8
بازده اگزرژی (%)	49.01	56.3
بازگشت ناپذیری چرخه (کیلو وات)	524.4	468.9

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

جدول 13 نتایج تحلیل اگزرواکنومیکی 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 ابرزبر 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 بهره‌برداری 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 اگزوزی (درصد)	60.33
مجموع هزینه واحد اگزوزی محصولات (دلار بر گیگا ژول)	305

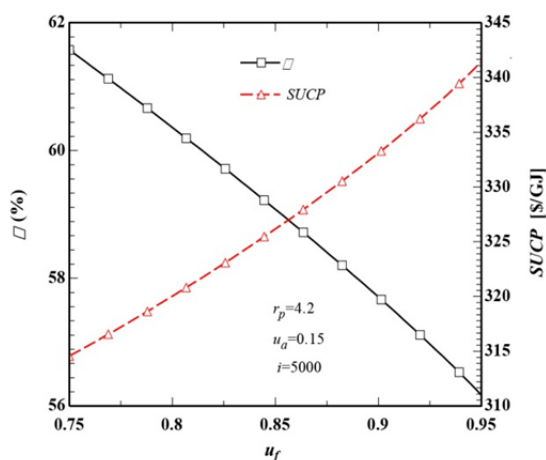


Fig. 10 Influence fuel utilization factor on energy efficiency and SUCP

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

اگزوزی و مجموع هزینه واحد اگزوزی محصولات با افزایش چگالی جریان کاهش می‌یابد. با توجه به شکل، در ضریب مصرف سوخت 0.75، ضریب بهره‌برداری هوای 0.15 و نسبت فشار 4.2 بازده اگزوزی در حدود 60.33% و هزینه واحد اگزوزی محصولات 305 دلار بر گیگاژول در چگالی جریان 8500 برآورد می‌شود.

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

همان‌طوری که در جدول 14 مشاهده می‌شود بازده اگزوزی و مجموع هزینه واحد اگزوزی محصولات به ترتیب 60.33% و 305 دلار بر گیگاژول و نرخ هزینه خرید کل تجهیزات چرخه 14.6 دلار بر ساعت و ضریب اگزرواکنومیکی کل سیستم 24.78% به دست می‌آید این بدین معنی است که تلفات و تخریب اگزوزی سیستم بالا می‌باشد. بنابراین افزایش هزینه سرمایه گذاری اولیه اجزا می‌تواند عملکرد اگزرواکنومیکی 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 اگزوزی و اگزوزی-اقتصادی مورد بررسی قرار گرفت و نتایج زیر حاصل گردید

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

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 اگزرتیکی هر جریان (\$/GJ)
$\dot{C}$	نرخ هزینه (\$/h)
$D_{eff,k}$	ضریب نفوذ مؤثر گاز (m^2/s)
$\dot{E}_D$	نرخ تخریب اگزرتی (kW)
$\bar{e}^{ch}$	اگزرتی شیمیایی استاندارد ماده (kJ/kmol)
$\bar{e}_f$	اگزرتی شیمیایی سوخت (kJ/kmol)
f	ضریب اگزرتوآکونومیکی
F	ثابت فارادی (C/mol)
i	چگالی جریان (A/m^2)
i_0	چگالی جریان تبدیلی (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 اگزرتی

زیرنویس ها

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

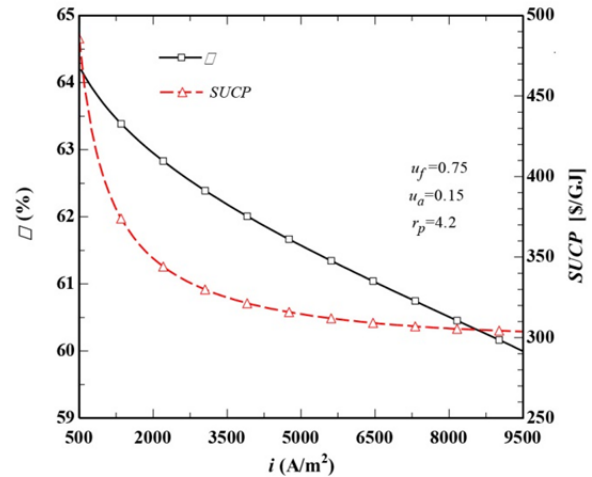


Fig. 11 The influence of current density on energy efficiency and SUCP

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

14.9% بیشتر از چرخه پیل سوختی اکسیدجامد- توربین گازی-

گسکس است.

2- پیل سوختی، به دلیل بازگشتناپذیری حاصل از اختلاط، انجام واکنش شیمیایی و اختلاف دما و پس سوز به دلیل احتراق بیشترین نرخ تخریب اگزرتی را بین اجزای سیستم دارند. به دلیل استفاده هرچه بیشتر از اگزرتی گازهای اتلافی در چرخه ترکیبی جدید و تبدیل آن به کار مفید، نرخ بازگشتناپذیری 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 اگزرتی 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 و 40.29 دلار بر گیگاژول به دست آمد و مجموع هزینه واحد اگزرتی محصولات، 331.1 دلار بر گیگاژول محاسبه شد.

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

5- با توجه به نتایج اگزرتی اقتصادی به ازای شرایط مشخص، ضریب اگزرتوآکونومیکی، نرخ هزینه خرید کل تجهیزات چرخه و نرخ هزینه تخریب اگزرتی 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 اگزرتی چرخه کاهش می یابد در حالی که مجموع هزینه واحد اگزرتی 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 اگزرتی و مجموع هزینه واحد اگزرتی 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. Pourfatemmi, 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