



تحلیل ترمو-اقتصادی و قابلیت اطمینان سیستم ترکیبی توربین گازی، پیل سوختی اکسید جامد و آب شیرین کن حرارتی چنداثره

سید محمد پورفاطمی¹، روح اله احمدی^{2*}

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

2- استادیار، مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

* صندوق پستی 1684613114، iust.ac.ir@ahmadi

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 20 تیر 1396

پذیرش: 28 شهریور 1396

ارائه در سایت: 05 آبان 1396

کلید واژگان:

آب شیرین کن حرارتی

تحلیل انرژی-اقتصادی

پیل سوختی اکسید جامد

توربین گازی

قابلیت اطمینان

چکیده

اهمیت و تقاضای انرژی و آب با کیفیت بالا در سال‌های اخیر به‌طور قابل‌ملاحظه‌ای افزایش یافته است و این روند به‌شدت ادامه خواهد یافت. یکی از راه‌های حل معضل کمبود آب، شیرین‌سازی آب شور اقیانوس‌ها به روش حرارتی است و اگر حرارت مورد نیاز آن‌ها توسط هدررفت حرارتی یک سیکل نیروگاه حرارتی تأمین شود، قابل رقابت با سایر روش‌ها است. در این مقاله، از سیکل حرارتی ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد و توربین گازی به‌عنوان تأمین‌کننده حرارت مورد نیاز، استفاده شده است. در اینجا، ترکیب ارائه شده از این دو سیستم به همراه سیستم آب شیرین کن حرارتی چند مرحله‌ای موجب کاهش مصرف انرژی، کاهش آلاینده‌گی، کاهش هزینه‌های سرمایه‌گذاری و تعمیر و نگهداری و افزایش راندمان در مقایسه با سیستم‌های مستقل می‌باشد. تحلیل‌های انرژی و اقتصادی مجموعه سیستم ترکیبی توسط برنامه رایانه‌ای در EES صورت پذیرفت. نتایج تحلیل سیستم ترکیبی منجر به ارائه سیستمی با راندمان حرارتی و انرژی، 60% و 57% گردید. هزینه و درآمدهای موجود در سیستم تخمین زده شده و اثرات دو پارامتر مهم طراحی، یعنی دمای عملکرد و چگالی جریان پیل سوختی بر دو مشخصه بازده انرژی و هزینه تولید الکتریسیته مورد بررسی قرار گرفته است. سپس، قابلیت اطمینان و دسترس‌پذیری سیستم مورد مطالعه به روش مارکوف به میزان 0.842 محاسبه شده است. پس از تحلیل قابلیت اطمینان و محاسبه دسترس‌پذیری می‌توان مشاهده کرد بازده انرژی و انرژی به ترتیب 4.53% و 4.92% کاهش یافته و هزینه تولید واحد الکتریسیته 8.8% افزایش یافته است.

Thermo-economic analysis with reliability consideration of a hybrid system of Gas Turbine, SOFC and Multiple Effect Desalination

Seyyed Muhammad Pourfatemi, Rouhollah Ahmadi*

School of New Technologies, Iran University of Science and Technology, Tehran.

* P.O.B. 1684613114 School of New Technology, Iran University of Science and Technology, Tehran; ahmadi@iust.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 11 July 2017

Accepted 19 September 2017

Available Online 27 October 2017

Keywords:

Thermal desalination

Exergoeconomic analysis

Solid oxide Fuel cell

Gas Turbine

Reliability

ABSTRACT

In recent years, the importance and requirements for high-quality energy and water have been increased significantly, and this trend is expected to continue. One of the promising solutions for the water scarcity's problem is desalination of the oceans' salt water by thermal methods, and if the required thermal energy is provided by wastes of a thermal power plant it will be competitive with other methods. In this paper, a combined cycle including solid oxide fuel cell (SOFC) and gas turbine is used as thermal resource. Here, combination of these two systems besides multi effect desalination (MED) system leads to reduction in energy consumption, pollutant emissions, investment and operation and maintenance cost, as well as increase of efficiency in comparison with the conventional individual systems. Exergetic and economic analysis using a computer program in EES software was performed. The results proposed a system with thermal and exergy efficiency of 60% and 57%, respectively. The system expenditures and revenues were estimated, and the effect of two important design parameters, i.e. operational temperature and current density of fuel cell, on exergy efficiency and levelized cost of electricity were investigated. Consequently, the reliability and availability of the proposed system are calculated as 0.842, using the Markov method. After reliability analysis and availability calculation, it can be seen that the exergy and energy efficiencies reduce by 4.53% and 4.92%, respectively, and also LCOE increased by 8.8%.

1- مقدمه

محققان را بر آن داشته است که انواع راه‌های شیرین سازی آب شور اقیانوس‌ها را مورد بررسی قرار دهند. یکی از راه‌های متداول شیرین‌سازی آب شور، روش حرارتی است. آب شیرین کن‌های حرارتی چند اثره و چندمرحله‌ای تقطیر ناگهانی را می‌توان دو زیرمجموعه‌ی پرکاربرد برای این روش قلمداد

ضرورت نیاز به آب شیرین از نیمه‌ی دوم قرن گذشته‌ی میلادی همواره مورد توجه قرار گرفته است. خصوصاً در منطقه‌ی خاورمیانه که این نیاز حالت محسوس‌تری نسبت به سایر نقاط جهان پیدا کرده است. این چالش عظیم

Please cite this article using:

S. M. Pourfatemi, R. Ahmadi, Thermo-economic analysis with reliability consideration of a hybrid system of Gas Turbine, SOFC and Multiple Effect Desalination, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 10, pp. 321-332, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

S. M. Pourfatemi, R. Ahmadi, Thermo-economic analysis with reliability consideration of a hybrid system of Gas Turbine, SOFC and Multiple Effect Desalination, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 10, pp. 321-332, 2017 (in Persian)

کرد. روش‌های حرارتی زمانی قابل‌رقابت با سایر روش‌ها نظیر اسمز معکوس هستند که بتوان آن‌ها را با سایر سیکل‌ها به منظور تأمین حرارت مورد نیاز ترکیب کرد[1].

یکی از این سیکل‌ها ترکیب پیل سوختی اکسید جامد و توربین گازی می‌باشد. به‌طور کلی پیل‌های سوختی به دلیل تولید با قابلیت اطمینان و راندمان بالا و آلاینده‌ی پایین جایگزین مناسبی برای سیستم‌های تولید برق معمولی هستند[2]. از میان پیل‌های سوختی، نوع اکسید جامد آن به سبب دمای عملکرد بالا (600°C تا 1000°C) از پتانسیل خوبی برای استفاده در سیستم‌های تولید هم‌زمان برخوردار هستند. مزایای برشمرده شده برای پیل‌های سوختی و دمای عملکرد بالا باعث می‌شود که پیل سوختی اکسید جامد خود را به‌عنوان یک گزینه‌ی کلیدی برای ترکیب با توربین گازی معرفی کند. این ترکیب سیستمی پربازده را برای ما رقم خواهد زد[3]. با استفاده از یک مبدل بازیاب حرارتی می‌توان از حرارت هدر رفت خروجی سیکل مذکور برای تأمین حرارت مورد نیاز آب‌شیرین‌کن حرارتی چندمرحله‌ای بهره برد[4]. آب‌شیرین‌کن‌های چندمرحله‌ای به دلیل طراحی ساده و عملکرد قابل اعتماد عموماً مورد استفاده قرار می‌گیرند. این امر خصوصاً در منطقه خاورمیانه که در آن درجه حرارت، مقدار نمک، فعالیت‌های بیولوژیکی و سطح آلودگی در آب بالا است، بیشتر می‌باشد[6]. از آنجایی که نمک‌زدایی نسبتاً گران و نیازمند انرژی قابل‌ملاحظه‌ای است، این سیستم یکپارچه سیر امیدوارکننده‌ای را پیش روی بشریت قرار داده‌است. از خصوصیات مهم این سیستم‌ها می‌توان به کاهش مصرف انرژی، کاهش آلاینده‌ی، افزایش بازدهی و کاهش هزینه‌ی راه‌اندازی و تعمیر در مقایسه با سیستم‌های مستقل اشاره کرد[7].

در مطالعات صورت گرفته عموماً تحلیل ترمودینامیکی ارائه گردیده است. اما تحلیل انرژی با توجه به قوانین اول و دوم ترمودینامیک، بسیار مؤثرتر خواهد بود. چراکه این امکان را می‌دهد تا به‌طور دقیق محل ناکارآمدی‌های طی یک فرایند بررسی شود. تحلیل اقتصادی نیز بسیار اهمیت دارد زیرا این امکان را به ما می‌دهد تا بتوان امکان عملیاتی شدن سیستم را بررسی کرد. بنابراین تحلیل قوانین اول و دوم و تحلیل اقتصادی به صورت اجتناب‌ناپذیری با یکدیگر در ارتباط هستند. مطالعات بسیار زیادی به سیستم‌های هیبریدی پیل سوختی اکسید جامد-توربین گازی پرداخته است[8]. قنبری[9] در یک مطالعه به تحلیل انرژی و انرژی سیکل مورد نظر پرداخته است. نتیجه‌ی این مطالعه این بود که بازده انرژی با کاهش جریان جرمی سوخت و هوا کاهش می‌یابد. آکایا و همکاران[10] یک مدل ترمودینامیکی برای تحلیل جریان انرژی در سیکل ارائه کردند. هدف آن‌ها بهبود عملکرد سیکل به کمک شناسایی بازگشت‌ناپذیری‌ها بود. نتایج کار آن‌ها نشان داد که بهترین حالت زمانی رخ خواهد داد که کمترین تولید انتروپی طی فرایند به ازای یک انرژی خروجی خاص صورت گیرد. جدی[11] مدلی ترمودینامیکی-اقتصادی برای یک سیستم ترکیبی غیرمستقیم ارائه کرد. در این مطالعه یک واحد پیل سوختی به یک سیکل گازی در حالت بار کامل متصل شد. هدف از این کار بهبود عملکرد بود. نتیجه‌ی این مطالعه بهبود بازده قانون دوم از 28.7% به 48% بود. مرآت‌زمان و همکاران[12] یک ارزیابی فنی-اقتصادی برای یک سیستم تولیدی انرژی با بازدهی بالا برای مصارف خانگی ارائه کردند. تولید حداکثر توان در چگالی جریان محدود، عملکرد اقتصادی بهتر سیستم در شرایط آب و هوایی گرم و مرطوب و وابستگی بالای عملیاتی شدن سیستم به قیمت الکتریسیته در بازار از نتایج کار آن‌ها بود. سانه با و همکاران[13] یک

سیستم تحت فشار همراه را با گردش گاز در کاتد را مورد بررسی قرار دادند. گردش گاز در کاتد باعث می‌شود نیاز به حرارت خارجی برای سیکل کم شود. همچنین نتیجه‌ی دیگری که حاصل شد این بود که بهترین عملکرد سیکل در فشاری بین 4 bar تا 6 bar رخ می‌دهد. بررسی سیستم‌های سه‌جزئی اکسید جامد-توربین گازی-آب‌شیرین‌کن حرارتی سابقه‌ی چندانی ندارد. در یکی از این بررسی‌ها حسینی و همکاران[14] به تحلیل انرژی و انرژی سیکل مورد نظر پرداختند. یکی از نتایج مهمی که به آن دست یافتند این بود که افزایش نسبت فشار کمپرسور باعث افزایش اندک توان تولیدی پیل سوختی و سیکل گازی، کاهش تلفات انرژی، افزایش بازده انرژی و انرژی و کاهش ظرفیت تولید آب شیرین می‌شود. همچنین افزایش مبدل بازیاب حرارتی باعث افزایش ظرفیت تولید آب شیرین، افزایش ضریب عملکرد و کاهش بازدهی انرژی آب‌شیرین‌کن می‌شود. مرآت‌زمان و همکاران[15] در همین زمینه به شبیه‌سازی و بررسی پارامتری سیکل به منظور بهبود عملکرد آن پرداختند. آن‌ها دریافتند که با افزایش چگالی جریان بیش‌ازحد معینی توان تولیدی کاهش خواهد یافت. همچنین نتیجه‌ی دیگری که به آن دست یافتند این بود که ترکیب سیکل تولید توان توربین گازی-پیل سوختی با آب‌شیرین‌کن باعث افزایش امکان‌پذیری سیستم شده و دلیل اصلی آن قیمت بیشتر آب شیرین در مقایسه با هزینه‌ی تجهیزات است. همچنین در قیمت‌های بالاتر سوخت، افزایش تعداد مراحل آب‌شیرین‌کن، زمان بازگشت سرمایه را کاهش می‌دهد.

یکی دیگر از تحلیل‌هایی که همواره می‌توان روی سیستم‌های مختلف پیاده کرد، تحلیل قابلیت اطمینان و محاسبه میزان دسترس‌پذیری سیستم می‌باشد. با در اختیار داشتن دسترس‌پذیری سیستم اساساً نتایج دقیق تحلیل سیستم‌های ترمودینامیکی، متفاوت با حالت معمول خود خواهد شد. در همین زمینه، مطالعات متعددی به تحلیل قابلیت اطمینان سیستم پرداخته‌اند[16-20]. حسینی و همکاران[21] اثر قابلیت اطمینان تجهیزات را بر روی تحلیل ترمودینامیکی یک سیستم هیبریدی تولید توان و آب‌شیرین‌کن حرارتی چندمرحله‌ای بررسی کردند. آن‌ها برای این تحلیل از مدل پیوسته مارکوف بهره بردند. هدف اصلی این مطالعه بهبود تحلیل ترمودینامیکی و دستیابی به هزینه‌های واقعی تر بود. نتایج این تحلیل نشان می‌دهد هزینه‌ی تولید توان و آب با در نظر گرفتن قابلیت اطمینان به ترتیب 4.1% و 6.4% افزایش می‌یابد.

در این مقاله به‌منظور تحلیل انرژی و اقتصادی سیستم ترکیبی توربین گازی، پیل سوختی اکسید جامد و آب‌شیرین‌کن چند مرحله‌ای حرارتی از نوع پیشرو، ابتدا ارتباط تمامی اجزاء مدل‌سازی شده است و سپس روابط ترمودینامیکی و اقتصادی حاکم بر مجموعه سیستم بیان شد. همچنین برای محاسبه‌ی دسترس‌پذیری سیستم روابط مورد نیاز، مدل مارکوف سیستم مورد مطالعه و ماتریس انتقال آن استخراج شده‌اند. هدف اصلی این مقاله تحلیل توانان انرژی-اقتصادی و میزان دسترس‌پذیری سیکل ترکیبی مورد نظر می‌باشد. همچنین در ادامه تأثیر دو پارامتر دمای کارکرد و چگالی جریان پیل سوختی بر عملکرد کلی سیستم بررسی شد.

2- توصیف سیستم ترکیبی

سیستم ترکیبی شامل پیل سوختی اکسید جامد و سیکل گازی و آب‌شیرین‌کن حرارتی چندمرحله‌ای می‌باشد که به صورت شماتیک در شکل 1 نمایش داده شده است. خصوصیات جریان در ورودی و خروجی اجزای تشکیل‌دهنده سیستم، در شکل شماره‌گذاری شده که در روابط ارائه‌شده در مقاله به صورت

3- شرح مسئله

3-1- تحلیل انرژی

موازنه انرژی اگزرژی با ترکیب قوانین اول و دوم به صورت رابطه (1) درمی آید [8]:

$$\frac{dE_{c.v.}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot \dot{Q}_j - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{E}_i - \sum_e \dot{E}_e - \dot{E}_D \quad (1)$$

\dot{E}_e, \dot{E}_i به ترتیب اگزرژی جریانی ورودی و خروجی و \dot{E}_D نرخ تخریب اگزرژی در هر جزء می باشند. اگر از اثرات مغناطیسی، سینتیک، هسته‌ای و الکتریکی چشم‌پوشی شود در کل 2 نوع اگزرژی وجود خواهد داشت: شیمیایی و فیزیکی.

اگزرژی فیزیکی را می توان از رابطه‌ی (2) محاسبه کرد [7].

$$Ex^{PH} = \dot{m} [(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (2)$$

همچنین اگزرژی شیمیایی مخلوط‌های گازی نیز از رابطه‌ی (3) به دست خواهد آمد [7].

$$\dot{E}^{CH} = \dot{n} \left[\sum_k x_k \bar{e}_k^{CH} - \bar{R} T_0 \sum_k x_k \ln x_k \right] \quad (3)$$

x جزء مولی و e اگزرژی مخصوص ترکیبات سوخت هستند. برای محاسبه‌ی اگزرژی سوخت می توان رابطه‌ی (4) را به کاربرد [22].

$$e_f = LHV_f \cdot \zeta \quad (4)$$

در رابطه‌ی قبل e_f اگزرژی سوخت و LHV_f ارزش حرارتی سوخت هستند.

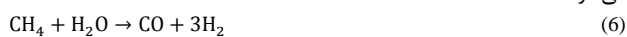
در حالت کلی برای سوخت‌های گازی با فرمول $C_x H_y$ ، رابطه‌ی تجربی برای محاسبه فاکتور ζ به صورت زیر است [22].

$$\zeta = 1.033 + 0.0169 \frac{y}{x} - \frac{0.0698}{x} \quad (5)$$

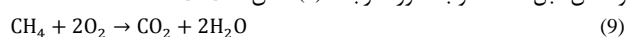
از آنجایی که عموماً از متان به عنوان سوخت در نیروگاه‌ها مصرف می شود، $\zeta = 1.06$ خواهد بود. معادلات جریان اگزرژی در تمامی اجزاء تشکیل دهنده سیستم در زیر ارائه و بحث شده است.

3-1-1- پیل سوختی اکسید جامد

در پیل‌های سوختی مبنای تولید توان، واکنش‌های الکتروشیمیایی در آند و کاتد هستند. مدل و روابط پیل سوختی به طور مختصر اینجا بیان می شود. سوخت پیل اکسید جامد گاز طبیعی است که تبدیل آن به هیدروژن در درون پیل در اثر واکنش‌های زیر صورت می گیرد. رابطه‌ی (6)، واکنش ریفرمینگ متان است که در آن متان به هیدروژن و کربن مونوکسید تبدیل می شود. طبق رابطه‌ی (7) مونوکسید کربن تولیدی در واکنش اول مجدداً با آب وارد واکنش می شود و هیدروژن بیشتر و دی اکسید کربن تولید می کند. همچنین رابطه‌ی (8) واکنشی است که طی آن الکتروسیته و آب تولید می شود [23]:



واکنش کلی در پیل سوختی اکسید جامد را می توان حاصل جمع سه واکنش قبل دانست و به صورت رابطه (9) نشان داد [23].



تحلیل‌های مولی، حرارتی و ثوابت تعادلی واکنش‌ها را می توان در [24,9,7] مشاهده کرد. توان تولیدی در هر سلول از پیل سوختی را می توان با استفاده از رابطه‌ی (10) محاسبه کرد [7].

$$W_{cell} = V_{cell} i A_{cell} \quad (10)$$

در رابطه‌ی (10)، V_{cell} ولتاژ واقعی هر سلول است که به طور کلی از رابطه‌ی (11) محاسبه خواهد شد.

اندیس استفاده شده است. همان طور که در شکل 1 مشاهده می شود، هوا و سوخت پس از فشرده شدن وارد کاتد و آند پیل سوختی اکسید جامد می شوند. سوخت که متان است، در آند طی واکنش‌هایی هیدروژن و کربن دی اکسید تولید می کند. هیدروژن تولید شده در آند با اکسیژن موجود در کاتد واکنش داده و باعث ایجاد یک جریان الکترونی در مدار خارجی و در نتیجه تولید الکتروسیته می گردد.

گازهای خروجی آند متشکل از بخار، دی اکسید کربن و بخشی از هیدروژن که در واکنش با اکسیژن شرکت نکرده است، می باشند. این گازها دمایی بین 600 تا 1000 درجه سانتی گراد دارند و با هوای خروجی از کاتد ترکیب شده و وارد محفظه‌ی احتراق می شوند. برای تنظیم دمای ورودی توربین گازی، در محفظه‌ی احتراق اندکی سوخت تزریق می شود. در نتیجه گازهای داغ حاصل از احتراق به توربین وارد شده و کار تولید می کنند. بخشی از کار تولید شده به کمپرسورها اختصاص می یابد. گازهای خروجی از توربین گاز دارای دمای بالایی هستند، لذا پس از عبور آن‌ها از پیش گرم کن، به جهت تولید بخار، مجدداً از یک مبدل بازیاب حرارتی عبور داده شده و پس از تولید بخار اشباع به محیط وارد می شوند. از بخار تولید شده به عنوان بخار محرک در آب شیرین کن استفاده خواهد شد.

در قسمت آب شیرین کن نیز ابتدا آب دریا وارد لوله‌ی کندانسور می گردد، سپس این آب به دو قسمت تقسیم می شود. بخشی از آن به سمت اواپراتور ها رفته و بر روی آن‌ها پاشیده می شود و در برخورد با اواپراتور ها تبخیر می گردد. بخش دیگر نیز برای تنظیم غلظت نمک شورابه های خروجی به حوضچه‌های آب شور رفته و همراه با شورابه ها مجدداً وارد دریا می گردد. آب تبخیر شده در برخورد با لوله‌های کندانسور تقطیر شده و در مسیر جریان آب شیرین قرار گرفته و از سیستم خارج می شود. آب شور نهایی که دارای غلظت نمک بالا است، همان طور که پیش تر بیان شد پس از تزریق اندکی آب از خروجی کندانسور مجدداً به دریا بازخواهد گشت.

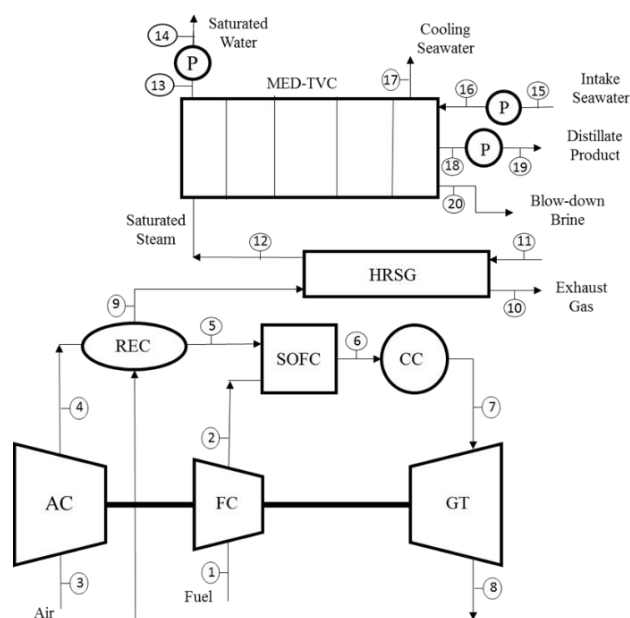


Fig. 1 Hybrid system of Solid oxide fuel cell, Gas turbine and Seawater desalination

شکل 1 سیستم هیبریدی پیل سوختی اکسید جامد، توربین گازی و شیرین سازی آب دریا

انتقال حرارت، می‌توان رابطه‌ی (24) را برای محاسبه‌ی بازگشت‌ناپذیری‌ها ارائه کرد [8].

$$\dot{E}_{D,HRSG} = (\dot{E}_9 + \dot{E}_{11}) - (\dot{E}_{10} + \dot{E}_{12}) \quad (24)$$

3-1-6- پمپ

کار مورد نیاز پمپ از رابطه‌ی (25) محاسبه می‌شود [23].

$$\dot{W}_{pump} = \frac{\dot{m}_w \cdot \Delta P}{\rho_w \cdot \eta_{pump}} \quad (25)$$

که در آن ΔP ، \dot{m}_w و η_{pump} به ترتیب نرخ جریان جرمی آب، اختلاف فشار در دو سر پمپ و بازده آیزنتروپیک پمپ می‌باشند. تخریب انرژی در پمپ‌ها از رابطه‌ی (26) به دست خواهد آمد [7].

$$\dot{E}_{D,pumps} = (\dot{E}_{15} + \dot{E}_{18}) - (\dot{E}_{16} + \dot{E}_{19}) + \dot{W}_{pump} \quad (26)$$

3-1-7- آب شیرین کن حرارتی چندمرحله‌ای

تحلیل ترمودینامیکی برای محاسبه مقدار آب شیرین تولیدی، بخار اشباع مورد نیاز، سطوح انتقال حرارت و ضریب عملکرد در [26,15] موجود است. برای محاسبه‌ی بازگشت‌ناپذیری‌ها ابتدا باید انرژی دریا محاسبه شود. برای محاسبه انرژی دریا لازم است که انتالپی و انتروپی مخصوص آن محاسبه شود. روابط (27) و (28) به ترتیب برای محاسبه‌ی انتالپی و انتروپی ارائه شده است [27].

$$h = m_{f,s} h_s + m_{f,w} h_w \quad (27)$$

$$s = m_{f,s} s_s + m_{f,w} s_w \quad (28)$$

در رابطه‌ی بالا $m_{f,s}$ ، $m_{f,w}$ به ترتیب جرم آب و نمک در آب دریا

می‌باشد. پس از محاسبه انتالپی و انتروپی مخصوص، می‌توان رابطه‌ی (29) را

برای تخریب انرژی در آب شیرین کن ارائه کرد [8].

$$\dot{E}_{D,MED-TVC} = (\dot{E}_{15} + \dot{E}_{12}) - (\dot{E}_{14} + \dot{E}_{17} + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{20}) + \dot{W}_{pump} \quad (29)$$

3-1-8- بازده انرژی و حرارتی

بازده انرژی کلی سیستم را می‌توان از رابطه‌ی (30) محاسبه کرد [8].

$$\psi_{total} = \frac{\dot{W}_{net} + (\dot{E}_{17} + \dot{E}_{18} + \dot{E}_{20} - \dot{E}_{16})}{\dot{m}_f e_f^{CH}} = 1 - \left(\frac{\dot{E}_{D,total}}{\dot{m}_f e_f^{CH}} \right) \quad (30)$$

همچنین بازده حرارتی سیستم را می‌توان با استفاده از رابطه‌ی (31) زیر به دست آورد [7].

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net} + Q_{HRSG}}{\dot{m}_f \cdot LHV_f} \quad (31)$$

از طرفی توان کلی سیستم برابر است با [7]:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{sofc} + \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC} - \dot{W}_{FC} - \dot{W}_{pumps} \quad (32)$$

در روابط بالا Q_{HRSG} انتقال حرارت مبدل حرارتی و e_f^{CH} انرژی دریا مخصوص سوخت هستند.

3-2- تحلیل اقتصادی

برای مدل‌سازی اقتصادی مسئله باید میزان هزینه‌ها و درآمد سیستم مشخص گردد. هزینه‌ی کلی سالانه شامل هزینه‌های سرمایه‌گذاری، هزینه‌ی عملیاتی و هزینه‌ی تعمیر و نگهداری می‌شود. بنابراین:

$$TAC = \dot{C}_{investment\ cost} + \dot{C}_{operation\ \&\ maintenance} \quad (33)$$

باید توجه داشت که هزینه‌های سرمایه‌گذاری به هزینه‌های ساخت و راه‌اندازی اشاره دارد و شامل هزینه‌های مستقیم و غیرمستقیم می‌گردد [28].

$$\dot{C}_{investment\ cost} = \dot{C}_{direct} + \dot{C}_{indirect} \quad (34)$$

هزینه‌های مستقیم خود از هزینه‌های تجهیزات، توسعه‌ی پروژه و زمین

$$V_{cell} = E_r - (\Delta V_{act} + \Delta V_{conc} + \Delta V_{ohm}) \quad (11)$$

$$E_r = \frac{-\Delta G^o}{2F} + \frac{RT}{2F} \ln \left(\frac{P_{H_2} P_{O_2}^{1/2}}{P_{H_2O}} \right) \quad (12)$$

در روابط بالا E_r همان ولتاژ نرنست یا ولتاژ ماکزیمم پیل سوختی است. F ضریب فارادی، i چگالی جریان و ΔV_{act} ، ΔV_{conc} ، ΔV_{ohm} به ترتیب افت ولتاژ اهمی، غلظتی و فعال‌سازی می‌باشند. چگونگی محاسبه افت ولتاژها در [24,9] آمده است. با توجه به رابطه (1) می‌توان تخریب انرژی در پیل سوختی اکسید جامد را به صورت رابطه (13) به دست آورد [7].

$$\dot{E}_{D,sofc} = -\dot{Q}_{l,sofc} \left(1 - \frac{T_o}{T_{sofc}} \right) - \dot{W}_{sofc} + (\dot{E}_2 + \dot{E}_5) - \dot{E}_6 \quad (13)$$

3-2-1- کمپرسور

در دو کمپرسور هوا و سوخت، دمای خروجی و توان مصرفی با استفاده از روابط (14) و (15) به دست خواهد آمد [7].

$$T_{2,4} = T_{1,3} + \frac{T_{1,3}}{\eta_c} \left(r_{p,c}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (14)$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}_{1,3} (h_{2,4} - h_{1,3}) \quad (15)$$

در روابط بالا، η_c بازده آیزنتروپیک کمپرسور و r_p نسبت فشار می‌باشد.

تخریب انرژی در کمپرسورهای هوا و سوخت را می‌توان به ترتیب از روابط (16) و (17) محاسبه کرد [8].

$$\dot{E}_{D,AC} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 + \dot{W}_{AC} \quad (16)$$

$$\dot{E}_{D,FC} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 + \dot{W}_{FC} \quad (17)$$

3-3-1- محفظه احتراق

جهت محاسبه‌ی دمای ورودی به توربین گازی (دمای خروجی از محفظه احتراق) قانون اول در محفظه احتراق عبارت است از [7].

$$\sum_i \dot{n}_i h_i = \sum_e \dot{n}_e h_e + \dot{Q}_{l,cc} \quad (18)$$

$$\dot{Q}_{l,cc} = \dot{m}_f (1 - U_f) \cdot (1 - \eta_{cc}) \cdot LHV_f \quad (19)$$

در معادلات بالا، $\dot{Q}_{l,cc}$ مقدار حرارت اتلافی از محفظه احتراق، U_f

فاکتور مصرف سوخت، \dot{m}_f جرم سوخت مصرفی، η_{cc} راندمان محفظه

احتراق و LHV_f ارزش حرارتی پایین سوخت می‌باشند. تخریب انرژی در محفظه احتراق برابر است با [7]:

$$\dot{E}_{D,cc} = -\dot{Q}_{l,cc} \left(1 - \frac{T_o}{T_{cc}} \right) + \dot{E}_6 - \dot{E}_7 \quad (20)$$

3-4-1- توربین گازی

معادلات حاکم بر توربین گازی، شامل محاسبه‌ی دمای خروجی و توان تولیدی به ترتیب از روابط (21) و (22) به دست خواهد آمد [11].

$$T_8 = T_7 + \eta_{GT} \cdot T_7 \left[\left(\frac{P_8}{P_7} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} - 1 \right] \quad (21)$$

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_7 (h_7 - h_8) \quad (22)$$

بازده آیزنتروپیک توربین گازی است. برای محاسبه‌ی بازگشت‌ناپذیری

در توربین گازی از رابطه‌ی (23) استفاده می‌شود [8].

$$\dot{E}_{D,GT} = \dot{E}_7 - \dot{E}_8 - \dot{W}_{GT} \quad (23)$$

3-5-1- مبدل حرارتی

مبدل حرارتی که برای استفاده از گرمای خروجی توربین جهت تبخیر آب استفاده شده است، متشکل از یک اواپراتور و یک صرفه‌جو می‌باشد. اصولاً طراحی مبدل‌ها بر اساس نقطه‌ی پینچ است. مقدار انتقال حرارت در مبدل را می‌توان از روابط ارائه شده در [25,15,12,8] محاسبه کرد. پس از محاسبه‌ی

3-3- تحلیل قابلیت اطمینان

قابلیت اطمینان یک سیستم، احتمال عملکرد رضایت بخش آن سیستم تحت شرایط کار مشخص برای مدت زمان معین، می باشد. تعیین معیار عملکرد رضایت بخش، خود یک مسئله‌ی مهندسی است. شاخص کلاسیک قابلیت اطمینان همان عدم وقوع از کارافتادگی می باشد. قابلیت اطمینان از دو روش اصلی و مهم می تواند تحت بهسازی قرار گیرد. روش اول به کیفیت مربوط بوده و روش دوم کاربرد اجزای مازاد است. در روش اول علاوه بر مواد و اجزاء فیزیکی، کیفیت ساخت، آزمایش، حمل و نقل، کالیبراسیون و بهره برداری بسیار اهمیت دارد. در این روش نمی توان از نقش پررنگ نیروی انسانی صرف نظر کرد. کمی کردن آن همواره با دشواری های فراوانی روبرو بوده است. روش دوم یا همان استفاده از اجزای مازاد، به منظور پشتیبانی از اجزای از کار افتاده می باشد تا با جایگزینی سریع از کارافتادن کل سیستم جلوگیری شود [31].

3-3-1- کاربرد توزیع احتمال در قابلیت اطمینان

همواره تابع توزیع فراوانی تجمعی با افزایش متغیر اتفاقی از کوچک ترین مقدار ممکن تا بزرگ ترین مقدار ممکن از صفر تا یک افزایش می یابد. متغیر اتفاقی برای ارزیابی قابلیت اطمینان اصولاً زمان در نظر گرفته می شود. در زمان صفر برای یک قطعه یا سیستم سالم، احتمال شکست صفر است [32].

با افزایش زمان به سمت بی نهایت احتمال از کارافتادن سیستم به سمت یک میل می کند. این بدین معنی است که در صورت کار تا زمان طولانی قطعاً اجزای سیستم از کار خواهد افتاد. در ارزیابی قابلیت اطمینان تابع توزیع فراوانی تجمعی (تابع توزیع فراوانی از کارافتادن) به صورت $Q(t)$ نشان داده می شود. باید توجه داشت تابع چگالی احتمال همان مشتق تابع توزیع فراوانی تجمعی برای یک متغیر پیوسته است. لذا می توان رابطه (42) را نوشت [31]:

$$f(t) = \frac{dQ(t)}{dt} \quad (42)$$

از آنجایی که مساحت زیر منحنی تابع چگالی احتمال از زمان صفر تا بی نهایت برابر با یک می باشد، قابلیت اطمینان از رابطه ی (43) محاسبه می گردد [31].

$$R(t) = \int_t^{\infty} f(t) dt \quad (43)$$

مفهوم دیگری که در ارزیابی قابلیت اطمینان در نظر گرفته می شود، آهنگ وقوع خطر نام دارد و آن را با نماد $\lambda(t)$ نشان می دهند. مفهوم آهنگ وقوع خطر به صورت "نسبت تعداد از کارافتادگی در واحد زمان به تعداد عضوهای در معرض از کارافتادن" بیان می شود. آهنگ وقوع خطر از رابطه ی (44) به دست می آید [33].

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)} = -\frac{1}{R(t)} \frac{dR(t)}{dt} \quad (44)$$

پارامتر دیگر در تحلیل قابلیت اطمینان آهنگ تعمیر اجزای سیستم است که با μ نمایش می دهند. اصولاً برای ارزیابی قابلیت اطمینان از تابع توزیع نمایی استفاده می شود. اما می توان از توابع توزیع دیگری نظیر ویبال، گاما، ریلای، پواسون، نرمال و نرمال لگاریتمی استفاده کرد. مفهوم دیگری که در تحلیل قابلیت اطمینان اهمیت دارد مدت زمان میانگین تا از کارافتادن است که با $MTTF$ نشان داده می شود و از رابطه ی (45) محاسبه می شود [33].

$$MTTF = \int_0^{\infty} R(t) dt \quad (45)$$

برای تابع توزیع نمایی مدت زمان میانگین تا از کارافتادن به صورت زیر در می آید [21]:

محل احداث تشکیل شده است. در نتیجه به صورت رابطه ی زیر نمایش داده می شود [29]:

$$C_{direct} = C_{equipment} + C_{site\ development} + C_{land} \quad (35)$$

هزینه ی تجهیزات شامل هزینه ی سیکل گازی (کمپرسورها، توربین ها، محفظه ی احتراق)، مبدل های حرارتی، پیل سوختی اکسید جامد و واحد آب شیرین کن می شود. به طور کلی هزینه ی تجهیزات با توجه به جدول 1 محاسبه می شوند. اصولاً هزینه ی توسعه ی پروژه نیز به صورت ضریبی از هزینه ی تجهیزات تخمین زده خواهد شد و معمولاً 0.2 در نظر گرفته می شود.

$$C_{Site\ development} = 0.2 C_{equipment} \quad (36)$$

هزینه های غیرمستقیم نیز شامل هزینه های حمل و نقل، هزینه های سربار ساخت و ساز و هزینه های احتمالی دیگر مالک می شود [22].

طبق رابطه ی (37) هزینه های تعمیر و نگهداری شامل درصدی از هزینه های سرمایه گذاری می شود. همچنین هزینه های عملیاتی هزینه ی سوخت مصرفی در پیل سوختی اکسید جامد و سیکل توربین گازی و الکتروسیسته ی مصرفی در آب شیرین کن را در برمی گیرد که به ترتیب از روابط (38) و (39) استخراج می گردند [30].

هزینه ی تعمیر و نگهداری:

$$\dot{C}_M = \beta \dot{C}_{investment} \quad (37)$$

به طور معمول β ، 0.05 در نظر گرفته می شود.

هزینه ی سوخت:

$$\dot{C}_f = c_f \cdot LHV \cdot \dot{m}_f \cdot Y \cdot 24 \quad (38)$$

هزینه ی الکتروسیسته:

$$\dot{C}_{el} = c_{el} \cdot \dot{W}_{pumps} \cdot Y \cdot 24 \quad (39)$$

در معادلات بالا، Y ساعات عملکرد سیستم در سال است.

درآمد در این سیستم ناشی از فروش الکتروسیسته و آب شیرین تولیدی می باشد. لذا برای محاسبه ی درآمد کل از رابطه ی (40) استفاده می شود [30].

$$TR = (c_{el} \cdot \dot{W}_{net} \cdot Y \cdot 24) + (c_w \cdot \dot{m}_{dis} \cdot Y \cdot 24) \quad (40)$$

همچنین هزینه ی تولید الکتروسیسته از رابطه ی (41) محاسبه می شود.

$$c = \frac{C_{total}}{W_{net}} \quad (41)$$

جدول 1 توابع محاسبه ی هزینه ی تجهیزات [15,8]

Table1 The cost functions of various equipments

تجهیزات	تابع محاسبه ی هزینه
کمپرسور	$91562 \left(\frac{\dot{W}_c}{445} \right)^{0.67}$
توربین	$\dot{W}_{GT}(1318.5 - 98.328 \ln \dot{W}_{GT})$
محفظه ی احتراق	$\frac{46.08 \dot{m}_6}{0.995 - \frac{P_7}{P_6}} (1 + \exp(0.018 T_7 - 26.4))$
ژنراتور	$26.8 \dot{W}_{GT}$
پیش گرم کن	$2290 (A_{rec})^{0.6}$
پیل سوختی	$A_{sofc} (2.96 T_{sofc} - 1907)$
مبدل الکتریکی	$10^5 \left(\frac{\dot{W}_{sofc,dc}}{500} \right)^{0.7}$
تجهیزات کمکی پیل	$0.1 C_{sofc}$
پمپ	$705.48 \dot{W}_{pump}^{0.71} \left(1 + \frac{0.2}{1 - \eta_{pump}} \right)$
مبدل حرارتی	$6570 \left[\left(\frac{\dot{Q}}{\Delta T_{LMTD}} \right)^{0.8} \right] + 21276 + 1184.4 \dot{m}_g^{1.2}$
آب شیرین کن حرارتی	$201.67 \cdot Q \cdot \Delta T_{LMTD} \cdot dp_t^{0.15} \cdot dp_s^{-0.15}$

جدول 2 داده‌های مورد نیاز برای تحلیل ترمودینامیکی

Table 2 The required parameters for the thermodynamic evaluation

سیکل گازی			آب شیرین کن حرارتی		
پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
دمای هوای محیط (°C)	25	ظرفیت (m ³ /day)	4500	دمای سوخت ورودی (°C)	25
نسبت تراکم کمپرسور	20	تعداد مراحل	5	فاکتور مصرف سوخت	0.85
نسبت فشار توربین	19	دمای آب دریا (°C)	35	تعداد سلول‌های پیل سوختی	152617
جرم جریان سوخت ورودی (kg/s)	1.45	دمای شورا به خروجی (°C)	42	مساحت هر سلول پیل سوختی (m ²)	0.0496
جرم جریان هوای ورودی (kg/s)	89	بیشترین دمای آب شور (°C)	63	چگالی جریان گذرا از پیل سوختی (A/m ²)	3500
دمای هوای ورودی (°C)	35	غلظت نمک آب دریا (ppm)	45500	دمای عملکرد پیل سوختی (K)	1270
دمای سوخت ورودی (°C)	15	غلظت نمک در خروجی (ppm)	65500	سوخت مصرفی	گاز طبیعی
بازده آیزنتروپیک کمپرسور	0.82	ارزش حرارتی سوخت (kJ/kg)	45100	ارزش حرارتی سوخت (kJ/kg)	46700
بازده آیزنتروپیک توربین	0.81	اگرزری شیمیایی مخصوص (kJ/kg)			
دمای ورودی به توربین (°C)	1240				
اتلاف حرارتی م. احتراق	2%				

آمده است. پارامترهای مربوط به سیکل گازی و آب شیرین کن حرارتی مربوط به نیروگاه حرارتی قشم می‌باشد. همچنین به تناسب پیل سوختی اکسید جامد به نحوی انتخاب شده است که بتواند با سیکل گازی موجود ترکیب شود. در جدول 3، مقادیر مورد نیاز برای تحلیل‌های اقتصادی مشاهده می‌شود.

به منظور تحلیل قابلیت اطمینان ابتدا باید دیاگرام مارکوف سیستم که دارای 4 جزء اصلی 1: پیل سوختی اکسید جامد، 2: توربین گازی، 3: مبدل حرارتی و 4: آب شیرین کن حرارتی چند اثر می‌باشد را استخراج کرد. همان‌طور که پیش تر ذکر شد، دیاگرام فضای حالت مارکوف این سیستم 16 حالت خواهد داشت و در شکل 2 مشاهده می‌شود. در دیاگرام مارکوف U نشان دهنده‌ی در دسترس بودن و سلامت جزء مد نظر است. متقابلاً D نیز نشان‌دهنده‌ی خرابی و از کار افتادن می‌باشد. ماتریس انتقال مربوط به این دیاگرام مارکوف نیز در پیوست قابل مشاهده است. همچنین آهنگ تعمیر و خرابی هر یک از اجزای اصلی را می‌توان در جدول 4 مشاهده کرد.

5- صحت سنجی

پس از پیاده سازی مدل ترمودینامیکی سیکل مورد مطالعه، باید به گونه‌ای از صحت مدل ارائه و پیاده شده اطمینان حاصل کرد. به دلیل آنکه سیکل مورد مطالعه متشکل از دو جز اساسی پیل سوختی اکسید جامد و آب شیرین کن حرارتی MED-TVC می‌باشد، باید با مقایسه مدل ترمودینامیکی پیاده شده این دو جزء با مقالات مرجع، عملکرد آن را ارزیابی کرد.

جدول 3 داده‌های مورد نیاز برای تحلیل اقتصادی

Table 3 The required parameters for the economic evaluation

پارامتر	مقدار
قیمت سوخت (\$/m ³)	0.03
زمان کارکرد سالانه (hour)	4000
طول عمر پروژه با توجه به زمان کارکرد (year)	10
تعداد نیروی کار (person)	35
حقوق ماهیانه هر کارگر (\$)	1000
قیمت برق تولیدی (\$/kwh)	0.03
قیمت آب شیرین تولیدی (\$/m ³)	0.04
مالیات (%)	10
نرخ بهره	0.013

$$MTTF = \frac{1}{\lambda} \quad (46)$$

3-2- روش زنجیره‌ی مارکوف

روش مارکوف برای مدل‌سازی رفتار اتفاقی سیستم‌هایی قابل استفاده است که به‌طور پیوسته و یا ناپیوسته نسبت به زمان و یا در فضای حالت در تغییرند. همچنین رفتار سیستم‌های مذکور باید نمایانگر فقدان حافظه باشد. به‌طور واضح‌تر اینکه مفاهیمی نظیر نرخ خرابی و نرخ تعمیر در سیستم مستقل از زمان بوده و تحلیل برحسب توزیع نمایی باشد. در غیر این صورت فرایندها را غیرمارکوفی گویند. یکی از روش‌های تحلیل توسط زنجیره‌ی مارکوف، روش فضای حالت است. به‌منظور تسهیل در تحلیل فرایندهای پیوسته و ناپیوسته مارکوف از نمودار فضای حالت استفاده می‌شود و در آن همه‌ی حالت‌های ممکن برای سیستم و طرق تغییر هر حالت همراه با آهنگ تغییر آن ارائه می‌شود. باید توجه داشت که اگر تعداد عضوهای سیستم n باشد، فضای حالت سیستم شامل 2ⁿ عضو خواهد بود [31].

ماتریس سطری احتمال وقوع حالات را با P(t) نشان می‌دهند. هر درایه این ماتریس احتمال وقوع یک حالت را نشان می‌دهد. برای محاسبه‌ی وقوع هر حالت باید معادله‌ی (47) حل شود [21].

$$P(t) = P(t) \times M \quad (47)$$

در معادله‌ی (47)، M ماتریس احتمالات تغییر حالت اتفاقی نام دارد که درایه‌های آن بیانگر رابطه‌ی بین اعضای فضای حالت است.

4- روش تحقیق

در این تحقیق چند هدف مدنظر است. هدف نخست تحلیل انرژی و اگرزری سیستم مورد مطالعه می‌باشد. هدف بعدی تحلیل اقتصادی سیستم و محاسبه هزینه‌ها و درآمدها و هدف سوم هم محاسبه‌ی قابلیت اطمینان و دسترس پذیری سیستم و اثرگذاری آن بر نتایج تحلیل است. جهت تحلیل ترمودینامیکی مسئله یک برنامه رایانه‌ای در نرم‌افزار EES نوشته شده است. نرم‌افزار مذکور یک نرم‌افزار قدرتمند برای حل انواع مسائل دشوار خطی و غیرخطی است که قابلیت حل هم‌زمان معادلات فراوانی را دارد. همچنین برای تحلیل قابلیت اطمینان از نرم‌افزار متلب استفاده شده است.

مقادیر پارامترهای اولیه جهت تحلیل ترمودینامیکی سیستم در جدول 2

جدول 4 آهنگ تعمیر و خرابی اجزای اصلی سیستم [21, 36]

Table 4 Failure and repair rates of main components

تجهیزات	نرخ تعمیر (r/day)	نرخ خرابی (f/day)
پیل سوختی اکسید جامد	0.08	0.0027
توربین گازی	0.03	0.0033
مبدل بازیاب حرارتی	0.19	0.002
آب‌شیرین‌کن حرارتی	0.08	0.002

در جدول 8 پارامترهای اصلی آب‌شیرین‌کن حرارتی نظیر ضریب عملکرد، جرم آب تغذیه، جرم بخار مورد نیاز و ... که به‌دست‌آمده را می‌توان مشاهده کرد.

از آنجایی‌که اضافه کردن پیل سوختی اکسیدجامد به سیکل ترکیبی گازی-آب‌شیرین‌کن حرارتی باعث بهبود راندمان سیستم شده است، لذا تأثیر دو مشخصه‌ی مهم پیل سوختی که تأثیر بسزایی بر عملکرد آن دارند، مورد بررسی قرار می‌گیرد.

نخستین مشخصه‌ی مهم پیل سوختی، چگالی جریان گذرا از آن خواهد بود. شکل 6 نمایانگر تغییرات بازده اگزورژی و هزینه‌ی تولید الکتریسیته، بر حسب تغییرات چگالی جریان پیل است. همچنین برای بررسی بیشتر به طور هم‌زمان تغییرات دمای عملکرد پیل سوختی نیز بر بازده اعمال شده است. همان‌طور که در شکل 6 مشاهده می‌شود، در اثر افزایش چگالی جریان بازده اگزورژی کل افزایش می‌یابد. این افزایش بازده دائمی نمی‌باشد. با افزایش چگالی جریان ولتاژ سلول پیل سوختی کاهش می‌یابد، اما با توجه به رابطه (10) توان تولیدی افزایش می‌یابد، چراکه ارتباط مستقیم با چگالی جریان دارد. این افزایش توان تا زمانی ادامه می‌یابد که اثر کاهش بیش‌ازحد ولتاژ مشاهده نشده است. لذا با کاهش ولتاژ بیشتر از حد معمول، میزان این کاهش ولتاژ بر تأثیر مستقیم چگالی در تولید توان، غالب می‌شود و نتیجه‌ی آن کاهش توان کلی در ادامه‌ی راه است. تغییرات توان تولیدی نیز طبق رابطه (30) بر بازده اگزورژی اثر مستقیم خواهد داشت. همچنین می‌توان شاهد بود که افزایش دمای عملکرد باعث افزایش بازدهی خواهد شد. دلیل این افزایش بازده، افزایش توان تولیدی برحسب افزایش دما خواهد بود. چراکه افزایش دمای عملکرد پیل باعث کاهش افت ولتاژهای پیل سوختی و در نتیجه افزایش ولتاژ نهایی خواهد شد. از طرف دیگر مشاهده می‌شود که با افزایش دمای عملکرد پیل سوختی، ماکزیمم بازده به سمت راست و چگالی دمای عملکرد پیل سوختی تأثیر بسزایی بر تولید توان کل، بازده اگزورژی و هزینه‌ی الکتریسیته خواهد داشت. مورد دیگری که در پیل سوختی بررسی می‌شود، تأثیر چگالی جریان بر هزینه‌ی تولید الکتریسیته خواهد بود. همان‌طور که در شکل 6 مشاهده می‌شود، با افزایش چگالی جریان هزینه‌ی تولید الکتریسیته کاهش می‌یابد. و با گذر از ناحیه‌ی 7200 A/m^2 رفته‌رفته افزایش می‌یابد. در این چگالی جریان، تولید توان، ماکزیمم و همان‌طور که مشاهده شد بازده ماکزیمم می‌شود. و پس‌از آن تولید توان کاهش خواهد یافت. افزایش چگالی جریان طبق روابط موجود در جدول 1 تأثیر مستقیم بر افزایش هزینه‌ی اولیه، ناشی از مبدل الکتریکی و تجهیزات کمکی پیل سوختی دارد. اما این تأثیر اندازه‌ی چشمگیری نخواهد داشت. لذا با افزایش نسبتاً زیاد توان تولیدی کل و تغییرات ناچیز هزینه‌ی تجهیزات و هزینه‌ی تعمیر و نگهداری، طبق رابطه- (41) هزینه‌ی تولید الکتریسیته کاهش خواهد یافت.

مشخصه‌ی بعدی دمای عملکرد پیل سوختی است که تأثیر بسزایی بر تولید توان کل، بازده اگزورژی و هزینه‌ی الکتریسیته خواهد داشت. در شکل 7

ارزیابی کلی عملکرد پیل سوختی اکسید جامد در ارزیابی چند مشخصه مهم ولتاژ، افت ولتاژ و توان خلاصه می‌شود. برای صحت‌سنجی مدل و شبیه سازی، سه مشخصه فوق مورد مقایسه با نتایج [34] قرار گرفت و تطابق خوبی مشاهده گردید. در اینجا، نتایج مقایسه افت ولتاژ کلی که نقش اساسی در تحلیل نهایی مسئله ایفا می‌کنند ارائه می‌گردد. لذا برای صحت سنجی مدل موجود، با استفاده از مقادیر ورودی مقاله مرجع، تغییرات افت ولتاژ بر حسب چگالی جریان در دمای 1273 کلوین با نتایج [34] مقایسه شده است که در شکل 3 قابل مشاهده است. پیل سوختی مدل شده در مقاله مرجع، مشابه پیل سوختی مورد مطالعه بوده و از نوع اکسیدجامد رفرمینگ داخلی می‌باشد. همان‌گونه که در تصاویر مشاهده می‌شود، اختلاف اندکی میان نتایج مدل موجود و مدل [34] وجود دارد. که عموماً این اختلافات از تفاوت‌های جزئی در ثوابت افت ولتاژ اهمی، افت ولتاژ غلظتی و یا ضرایب ثابت تعادلی واکنش نشأت می‌گیرد. همچنین دلیل آن می‌تواند تفاوت در فرضیات خاص و نه اصلی حل مسئله، روش حل و یا ابزار حل باشد.

جزء پر اهمیت بعدی نیز MED-TVC می‌باشد. برای بررسی صحت و سقم مدل پیاده شده آب‌شیرین‌کن حرارتی کفایت اطلاعات دمایی مراحل و PR آن در شرایط برابر با ورودی‌های مقاله مرجع [35] محاسبه شده و با نتایج آن مقاله [35] مقایسه شود. همان‌طور که در جداول 5 و 6 مشاهده می‌شود نتایج حاصل از مدل موجود بسیار نزدیک به نتایج مدل مقاله مرجع [35] می‌باشد. همان‌طور که مشاهده می‌کنید میزان خطا به طور میانگین 0.35 درصد محاسبه شده است.

6- نتایج

در این بخش با توجه به مقادیر ورودی مشخص شده، حل عددی صورت پذیرفته و نتایج آن در جدول 7 آورده شده است. از مهم‌ترین نتایج موجود می‌توان به راندمان حرارتی و اگزورژی سیکل، توان تولیدی و مجموع هزینه‌ها اشاره کرد. همان‌طور که مشاهده می‌شود توان تولیدی توسط سیکل گازی و پیل سوختی اکسید جامد به ترتیب 17MW و 22.2MW می‌باشند. پیش‌تر بیان شد برای تحلیل مسئله از مقادیر ورودی نیروگاه آب‌شیرین‌کن حرارتی قشم که متشکل از سیکل گازی و آب‌شیرین‌کن حرارتی MED-TVC می‌باشد استفاده شده است. با توجه به مقادیر واقعی موجود می‌توان نتیجه گرفت که با اضافه کردن پیل سوختی به سیستم قشم، میزان توان کل از 25MW برای سیکل حرارتی قشم به 39.2MW رسیده است. همچنین افزایش واحد اکسیدجامد به سیکل پایه (قشم)، باعث شده است، راندمان حرارتی و اگزورژی تا حد 0.6 و 0.57 افزایش یابد. پس از محاسبه‌ی مشخصه‌های مهم سیکل متشکل از راندمان‌ها و هزینه‌های تولید الکتریسیته و آب، باید بررسی کرد چه تغییراتی نسبت به حالت اولیه رخ داده است. همان‌طور که در شکل 4 مشاهده می‌شود راندمان‌های حرارتی و اگزورژی بهبود نسبتاً چشمگیری داشته است. همچنین طبیعتاً به دلیل اضافه کردن واحد پیل سوختی با دلیل هزینه‌ی نسبتاً زیاد، هزینه‌ی تولید الکتریسیته و آب شیرین افزایش خواهد یافت. میزان دقیق تغییرات به وضوح در شکل 4 قابل مشاهده است.

همان‌طور که در شکل 5 مشاهده می‌شود، دلیل اصلی افزایش راندمان اگزورژی سیکل بهبود یافته با پیل سوختی، کاهش چشم گیر تخریب اگزورژی کل می‌باشد. با توجه به شکل 6، می‌توان نتیجه گرفت، با وجود اینکه اضافه کردن پیل سوختی خود با افزایش تخریب اگزورژی همراه است، اما به شدت تخریب اگزورژی در محفظه‌ی احتراق را کاهش می‌دهد.

بازدهی چشمگیرتر خواهد بود. در ادامه همان طور که در شکل 7 مشاهده می شود افزایش دما در پیل سوختی باعث کاهش هزینه ی تولید الکتریسیته تا دمای حدود 1300K می شود و پس از آن افزایش خواهد یافت. دلیل اصلی آن نیز افزایش توان تولیدی در عین ثبات نسبی هزینه های تجهیزات و تعمیر و نگهداری می باشد.

با توجه به آهنگ تعمیر و خرابی ارائه شده برای چهار جزء اصلی مورد اشاره در جدول 4، و با در نظر گرفتن فضای حالت ترسیم شده برای این چهار جزء، احتمال وقوع هریک از حالات با استفاده از رابطه ی (47) به دست آمده و در جدول 9 قابل مشاهده است.

با توجه به مقادیر موجود در جدول 9، میزان دسترس پذیری سیستم برای حالات مختلف که احتمال وقوع آن ها می رود، در جدول 10 آمده است. از جدول 10 می توان به این نتیجه رسید، همان طور که در ابتدای کار بیان

جدول 5 مقایسه ضریب عملکرد و میزان آب شیرین تولیدی در مقاله مرجع و مدل ارائه شده

Table 5 Comparison between MED parameters in presented modeling and values reported in ref [35]

مشخصه	مطالعه موجود	مرجع [35]	خطا (%)
ضریب عملکرد	8.822	8.81	0.14
آب شیرین تولیدی (m ³ /day)	24933	24999.12	0.26

جدول 6 مقایسه دمای مراحل آب شیرین کن در مقاله مرجع و مدل ارائه شده
Table 6 Comparison between effects temperature in presented modeling and values reported in ref [35]

مراحل	دما (مطالعه موجود)	دما [35]	خطا (%)
1	67.57	67.7	0.19
2	64.55	64.4	0.23
3	61.44	61.1	0.56
4	58.23	57.9	0.57
5	54.93	54.6	0.6
6	51.52	51.3	0.43
7	47.92	48	0.17

جدول 7 نتایج به دست آمده از تحلیل عددی ترمودینامیکی و اقتصادی
Table 7 Results of thermodynamic and economic analysis

پارامتر	مقدار
توان تولیدی سیکل گازی (MW)	17
بازده اگزرژی	0.5376
بازده انرژی	0.6002
توان تولیدی پیل سوختی (MW)	22.2
هزینه ی کلی (M\$)	115.6
درآمد کلی (M\$)	116.7
هزینه ی الکتریسیته (\$/kWh)	0.0736

جدول 8 پارامترهای محاسبه شده آب شیرین کن حرارتی چندمرحله ای
Table 8 Calculated parameters of MED-TVC

پارامتر	مقدار
ضریب عملکرد	6.445
جریان جرمی آب تغذیه (kg/s)	170
جریان جرمی بخار متراکم شده (kg/s)	11.87
جریان جرمی بخار محرک (kg/s)	7.99
انتقال حرارت در کندانسور (kw)	14815
سطح انتقال حرارت کندانسور (m ²)	1555
مساحت انتقال حرارت مخصوص (m ² /kg)	329

می توان اثرگذاری افزایش دمای عملکرد پیل سوختی، بر بازده اگزرژی در چگالی جریان های متفاوت و همچنین هزینه ی تولید الکتریسیته را مشاهده کرد. همان طور که در شکل 7 دیده می شود با افزایش دما، بازده اگزرژی افزایش می یابد. این افزایش بازدهی به دلیل افزایش تولید توان می باشد. از آنجاکه با افزایش دما افت ولتاژها در پیل کاهش یافته و در نتیجه ولتاژ نهایی افزایش می یابد، طبق رابطه (10) تولید توان در پیل افزایش می یابد.

با افزایش تولید توان نیز بازده اگزرژی افزایش خواهد یافت. در دماهای پایین تر شیب افزایش بازده بیشتر خواهد بود. تا جایی که افزایش بازده متوقف شده و نمودار تقریباً ثابت خواهد شد. نکته ای که در شکل 7 حائز اهمیت است، این است که هر چه چگالی جریان پیل بیشتر باشد، افزایش

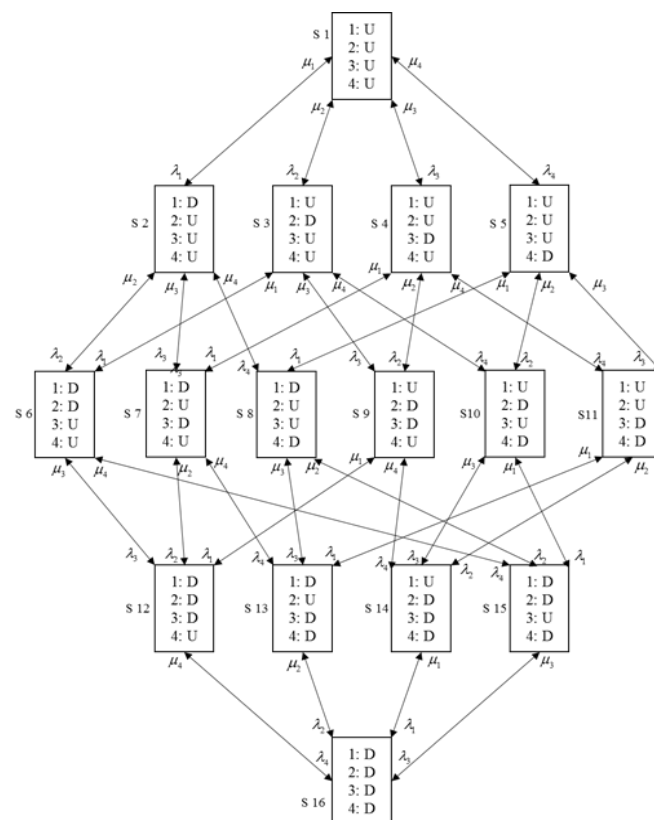


Fig. 2 Markov diagram of present hybrid system

شکل 2 دیاگرام مارکوف برای سیستم مورد مطالعه

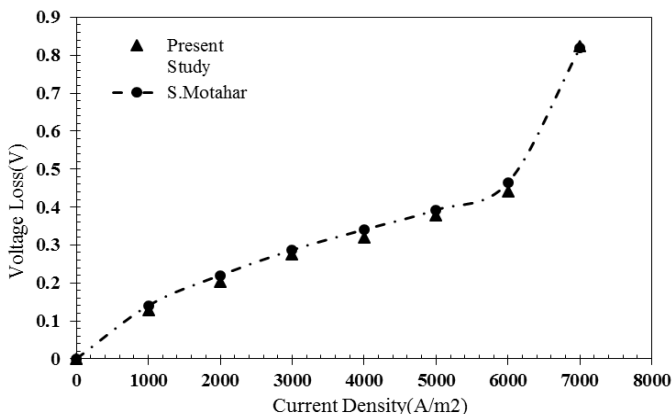


Fig. 3 Comparison between SOFC voltage loss in presented modeling and values reported in ref [34]

شکل 3 مقایسه افت ولتاژ در مطالعه موجود و مقاله مرجع [34]

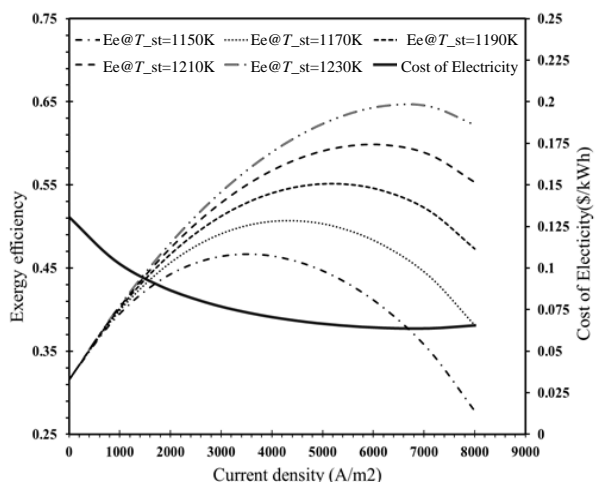


Fig. 6 Effect of current density changes on: 1) exergy efficiency in different stack temperatures, 2) cost of electricity

شکل 6 اثر تغییرات چگالی جریان بر: (1) بازده انرژی در دماهای عملکردی متفاوت پیل سوختی، (2) هزینه تولید الکتریسیته

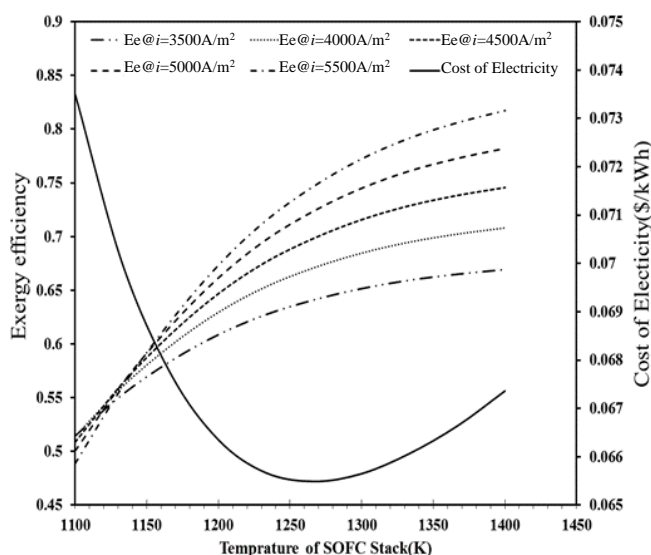


Fig. 7 Effect of stack temperature changes on: 1) exergy efficiency in different current densities, 2) cost of electricity

شکل 7 تأثیر تغییرات دمای عملکرد پیل سوختی بر: (1) بازده انرژی در چگالی جریانهای متفاوت، (2) هزینه تولید الکتریسیته

جدول 9 احتمال وقوع هر یک از حالات سیستم در دیاگرام مارکوف

Table 9 Probability of each state in markov state space diagram

احتمال وقوع	حالت
0.842	S_1
0.00231	S_2
0.000221	S_3
0.0000329	S_4
0.00000747	S_5
0.0000244	S_6
0.0000781	S_7
0.000000822	S_8
0.0284	S_9
0.0926	S_{10}
0.00886	S_{11}
0.0210	S_{12}
0.00312	S_{13}
0.000299	S_{14}
0.00071	S_{15}
0.000974	S_{16}

شده است، تولید توان به وسیله پیل سوختی اکسید جامد از قابلیت اطمینان بسیار بالایی برخوردار است. باید توجه داشت قابلیت اطمینان تولید توان پیل سوختی اکسید جامد از جمع احتمالات وقوع حالت هایی به دست می آید که جزء اول یعنی همان پیل در حالت U (عملکرد صحیح) باشد. برای محاسبه ی دسترس پذیری تولید توان توربین گازی باید پیل و توربین درست عمل کنند یعنی حالتی که جزء اول و دوم در حالت U باشند.

همچنین تولید آب شیرین صرفا زمانی محقق می شود که هر چهار جزء صحیح عمل کنند. یعنی فقط همان حالت اول و برابر با دسترس پذیری کامل سیستم می باشد. در ادامه در جدول 11 می توان تاثیر دسترس پذیری سیستم بر نتایج تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی را مشاهده نمود. پر واضح است با کاهش دسترس پذیری تولید توان کاهش می یابد. و همین امر سبب کاهش بازده انرژی و انرژی و همچنین افزایش میزان هزینه تولید الکتریسیته می گردد. چرا که تحلیل اولیه ی فاقد بررسی قابلیت اطمینان،

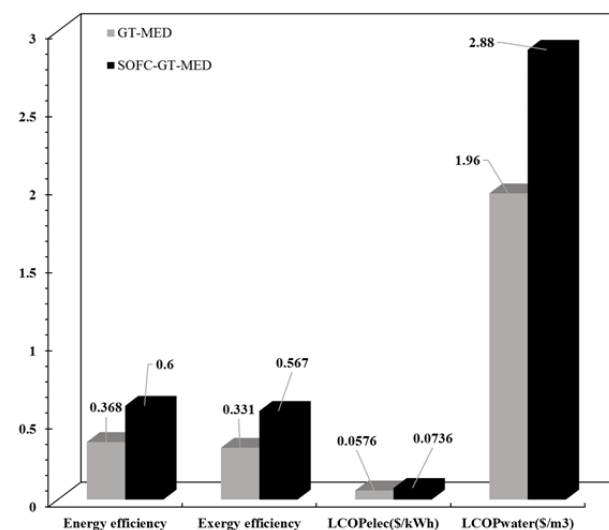


Fig. 4 Comparison between some important properties in the GT-MED and SOFC-GT-MED hybrid systems

شکل 4 مقایسه ی چند مشخصه ی مهم در سیستم های GT-MED و SOFC-GT-MED

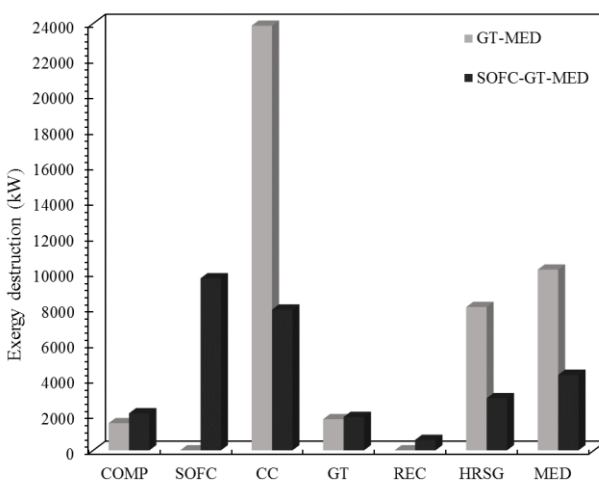


Fig. 5 Comparison between exergy destruction in the GT-MED and SOFC-GT-MED hybrid systems

شکل 5 مقایسه ی میزان تخریب انرژی در سیستم های GT-MED و SOFC-GT-MED

دسترس پذیری سیستم جدید بود، که 0.842 به دست آمد. به ازای دسترس پذیری محاسبه شده برای سیستم، بازده انرژی و انرژی به ترتیب 4.53٪ و 4.92٪ کاهش یافتند. همچنین هزینه تولید الکتریسیته 8.8٪ افزایش یافت.

8- فهرست علائم

A	مساحت ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)
C	هزینه (\$)
E, e	انرژی
Ex	انرژی
h	انتالپی (kJkg^{-1})
i	چگالی جریان (Am^{-2})
LHV	ارزش حرارتی سوخت (kJkg^{-1})
\dot{m}	جریان جرمی (kgs^{-1})
$MTTF$	مدت زمان میانگین تا از کار افتادن
\dot{n}	جریان مولی (mols^{-1})
P	فشار (bar)
Q	حرارت (kJ)
r_p	نسبت فشار
R	ثابت جهانی گازها ($\text{kJ mol}^{-1}\text{K}^{-1}$)
S	انتروپی (kJK^{-1})
T	دما (K)
TAC	هزینه‌ی اولیه (\$)
TR	درآمد کل (\$)
U	فاکتور مصرف
V	ولتاژ (V)
W	توان (kw)
x	نسبت مولی
ρ	چگالی (kgm^{-3})
ψ	بازده انرژی
η	بازده حرارتی
λ	آهنگ خرابی (failure/day)
μ	آهنگ تعمیر (repair/day)
بالانویس‌ها	
CH	شیمیایی
PH	فیزیکی
CV	حجم کنترل
D	تخریب‌شده
el	الکتریکی
f	سوخت
FC	کمپرسور سوخت
g	گاز
GT	توربین گازی
HRSG	مبدل بازایب حرارتی
LMTD	لگاریتمی
M	نگهداری
net	خالص

جدول 10 دسترس‌پذیری سیستم مورد مطالعه در حالات مختلف

دسترس‌پذیری سیستم کامل	0.842
دسترس‌پذیری توان تولیدی توسط پیل سوختی	0.972
دسترس‌پذیری توان تولیدی سیکل گازی	0.851
دسترس‌پذیری تولید آب شیرین	0.842

پاسخ را برای حالت دسترس‌پذیری کامل سیستم به ما می‌دهد. اما پس از تحلیل قابلیت اطمینانی می‌توان پی برد که دسترس‌پذیری دقیق سیستم 0.842 بوده و 1 نیست. همچنین در جدول 11، می‌توان مقادیر پارامترها را برای دو حالت ذکر شده‌ی با تحلیل قابلیت اطمینان و بدون آن مقایسه کرد.

7- نتیجه‌گیری

در این مقاله، ترکیبی از سیستم‌های توربین گازی، پیل سوختی اکسید جامد و آب‌شیرین‌کن حرارتی ارائه شد. باید توجه داشت که تحلیل انرژی و اقتصادی دو تحلیل جذاب و مهم است، که بر عملکرد سیکل‌های حرارتی بسیار مؤثر است، لذا مدل انرژی و اقتصادی حاکم بر سیستم پیشنهادی، ارائه گردید. سیستم پایه از سیکل آب‌شیرین‌کن حرارتی نیروگاه قشم استخراج گردید و برای مطالعه‌ی جدید یک واحد پیل سوختی اکسید جامد به آن اضافه شد. پس از تحلیل مدل حاکم بر سیکل جدید، این نتیجه حاصل شد که با اضافه کردن پیل سوختی اکسید جامد به سیکل واقعی موجود می‌توان بازده آن را به‌شدت افزایش داد.

توان تولیدی کل سیستم 39MW و بازده حرارتی و انرژی به ترتیب 60٪ و 57٪ به دست آمد. همچنین هزینه‌های موجود طی یک دوره‌ی ده‌ساله عملکرد 115.6 M\$ و درآمد ناشی از تولید توان و آب شیرین مصرفی 116.7M\$ میلیون دلار محاسبه شده است. در ادامه در دو نمودار جداگانه مشخصه‌های اصلی نظیر بازده و هزینه‌ی تولید الکتریسیته و همچنین میزان تخریب انرژی در سیکل پایه (قشم) و سیکل مورد مطالعه، محاسبه گردید و مورد بررسی قرار گرفت.

همچنین مشاهده شد که با افزایش چگالی جریان در پیل سوختی، بازده انرژی ابتدا افزایش سپس کاهش می‌یابد و هزینه‌ی تولید الکتریسیته نیز به طور معکوس ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌یابد. همچنین پس از بررسی دمای عملکرد پیل سوختی بر سیکل، نتیجه‌ای که حاصل می‌شود، بیانگر افزایش بازده انرژی و کاهش هزینه‌ی تولید الکتریسیته، با افزایش دمای عملکرد پیل سوختی است. موردی دیگری که به آن پرداخته شد محاسبه

جدول 11 نتایج به دست آمده از تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی با احتساب دسترس‌پذیری سیستم و بدون آن

Table 11 Results of thermodynamic and economic analysis with availability consideration and without that		
پارامتر	با تحلیل دسترس‌پذیری	بدون تحلیل دسترس‌پذیری
توان تولیدی سیکل گازی (MW)	14.52	17
بازده انرژی	0.522	0.5673
بازده انرژی	0.551	0.6002
توان تولیدی پیل سوختی (MW)	21.57	22.2
هزینه‌ی کلی (M\$)	115.6	115.6
درآمد کلی (M\$)	107.3	116.7
هزینه‌ی الکتریسیته (\$/kwh)	0.0801	0.0736

9- ییوست

$$\begin{bmatrix} 1 - (\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4) & \lambda_1 & \lambda_2 \\ \mu_1 & 1 - (\mu_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4) & 0 \\ \mu_2 & 0 & 1 - (\mu_2 + \lambda_1 + \lambda_3 + \lambda_4) \\ \mu_3 & 0 & 0 \\ \mu_4 & 0 & 0 \\ 0 & \mu_2 & \mu_1 \\ 0 & \mu_3 & 0 \\ 0 & \mu_4 & 0 \\ 0 & 0 & \mu_3 \\ 0 & 0 & \mu_4 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

λ_3	λ_3	0
0	0	λ_2
0	0	λ_1
$1 - (\mu_3 + \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_4)$	0	0
0	$1 - (\mu_4 + \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3)$	0
0	0	$1 - (\mu_2 + \mu_1 + \lambda_3 + \lambda_4)$
μ_1	0	0
0	μ_1	0
μ_2	0	0
0	μ_2	0
μ_4	μ_3	0
0	0	μ_3
0	0	0
0	0	0
0	0	μ_4
0	0	0
0	0	0
λ_3	λ_4	0
0	0	λ_3
λ_1	0	λ_2
0	λ_1	0
0	0	0
$1 - (\mu_3 + \mu_1 + \lambda_2 + \lambda_4)$	0	0
0	$1 - (\mu_4 + \mu_1 + \lambda_2 + \lambda_3)$	0
0	0	$1 - (\mu_3 + \mu_2 + \lambda_1 + \lambda_4)$
0	0	0
0	0	0
μ_2	0	μ_1
μ_4	μ_3	0
0	0	μ_4
0	μ_2	0
0	0	0

10- مراجع

- [1] M. K. Manesh, H. Ghalami, M. Amidpour, M. Hamed, Optimal coupling of site utility steam network with MED-RO desalination through total site analysis and exergoeconomic optimization, *Desalination*, Vol. 316, No. 5, pp. 42-52, 2013 .
- [2] J. Larminie, A. Dicks, *Fuel Cell Systems Explained*, Second Edition, pp. 45-50, New York, USA, Wiley, 2003.
- [3] A. Arsalis, Thermo-economic modeling and parametric study of hybrid SOFC-gas turbine-steam turbine power plants ranging from 1.5 to 10MWe, *Journal of Power Sources*, Vol. 181, No. 2, pp. 313-326, 2008.
- [4] J. Palsson, A. Selimovic, L. Sjunnesson, Combined solid oxide fuel cell and gas turbine systems for efficient power and heat generation, *Journal of power sources*, Vol. 86, No. 1, pp. 442-448, 2000.
- [5] X. Zhang, S. Chan, G. Li, H. Ho, J. Li, Z. Feng, A review of integration strategies for solid oxide fuel cells, *Journal of Power Sources*, Vol. 195, No. 3, pp. 685-702, 2010.
- [6] H. Ettouney, *Fundamentals of salt Water Desalination*, First Edition, pp. 36-40, New York, USA, Elsevier Science BV, 2002.
- [7] A. Shirazi, M. Aminyavari, B. Najafi, F. Rinaldi, M. Razaghi, Thermal-economic-environmental analysis and multi-objective optimization of an internal-reforming solid oxide fuel cell-gas turbine hybrid system, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 37, No. 24, pp. 19111-19124, 2012.
- [8] B. Najafi, A. Shirazi, M. Aminyavari, F. Rinaldi, R. A. Taylor, Exergetic, economic and environmental analyses and multi-objective optimization of an SOFC-gas turbine hybrid cycle coupled with an MSF desalination system, *Desalination*, Vol. 334, No. 1, pp. 46-59, 2014.
- [9] P. G. Bavarsad, Energy and exergy analysis of internal reforming solid oxide fuel cell-gas turbine hybrid system, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 32, No. 17, pp. 4591-4599, 2007.
- [10] 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.

- [24] F. Calise, M. D. d'Accadia, A. Palombo, L. Vanoli, Simulation and exergy analysis of a hybrid solid oxide fuel cell (SOFC)-gas turbine system, *Energy*, Vol. 31, No. 15, pp. 3278-3299, 2006.
- [25] S. E. Shakib, M. Amidpour, C. Aghanajafi, Simulation and optimization of multi effect desalination coupled to a gas turbine plant with HRSG consideration, *Desalination*, Vol. 285, pp. 366-376, 2012.
- [26] M. Ameri, S. S. Mohammadi, M. Hosseini, M. Seifi, Effect of design parameters on multi-effect desalination system specifications, *Desalination*, Vol. 245, No. 1, pp. 266-283, 2009.
- [27] N. Kahraman, Y. A. Cengel, Exergy analysis of a MSF distillation plant, *Energy Conversion and Management*, Vol. 46, No. 15, pp. 2625-2636, 2005.
- [28] M. Shakouri, H. Ghadamian, R. Sheikholeslami, Optimal model for multi effect desalination system integrated with gas turbine, *Desalination*, Vol. 260, No. 1, pp. 254-263, 2010.
- [29] P. Roosen, S. Uhlenbruck, K. Lucas, Pareto optimization of a combined cycle power system as a decision support tool for trading off investment vs. operating costs, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 42, No. 6, pp. 553-560, 2003.
- [30] S. Sanaye, S. Asgari, Four E analysis and multi-objective optimization of combined cycle power plants integrated with Multi-stage Flash (MSF) desalination unit, *Desalination*, Vol. 320, pp. 105-117, 2013.
- [31] R. Billinton, R. N. Allan, *Reliability Evaluation of Engineering Systems: Concepts and Techniques*, First Edition, pp. 86-320, United States, Springer, 1992.
- [32] W. R. Wessels, D. Sillivant, *Affordable Reliability Engineering: Life-Cycle Cost Analysis for Sustainability & Logistical Support*, pp. 122-156, Florida, USA, CRC Press, 2015.
- [33] E.E. Lewis, *Introduction to Reliability Engineering*, First Edition, pp. 78-102, New York, USA, Wiley, 1994.
- [34] S. Motahar, A. A. Alemrajabi, Exergy based performance analysis of a solid oxide fuel cell and steam injected gas turbine hybrid power system, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 34, No. 5, pp. 2396-2407, 2009.
- [35] K. Ansari, H. Sayyaadi, M. Amidpour, Thermoeconomic optimization of a hybrid pressurized water reactor (PWR) power plant coupled to a multi effect distillation desalination system with thermo-vapor compressor (MED-TVC), *Energy*, Vol. 35, No. 5, pp. 1981-1996, 2010.
- [36] L. Liu, *Solid Oxide Fuel Cell Reliability and Performance Modeling and Fabrication by Spray Pyrolysis*, PhD Thesis, Iowa State University, Ames, USA, 2011.
- [11] D. F. Cheddie, R. Murray, Thermo-economic modeling of an indirectly coupled solid oxide fuel cell/gas turbine hybrid power plant, *Journal of Power Sources*, Vol. 195, No. 24, pp. 8134-8140, 2010.
- [12] M. Meratizaman, S. Monadizadeh, M. Amidpour, Techno-economic assessment of high efficient energy production (SOFC-GT) for residential application from natural gas, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Vol. 21, pp. 118-133, 2014.
- [13] D. Saebea, Y. Patcharavorachot, S. Assabumrungrat, A. Arpornwicheanop, Analysis of a pressurized solid oxide fuel cell-gas turbine hybrid power system with cathode gas recirculation, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 38, No. 11, pp. 4748-4759, 4/15/, 2013.
- [14] M. Hosseini, I. Dincer, P. Ahmadi, H. B. Avval, M. Ziaasharhagh, Thermodynamic modelling of an integrated solid oxide fuel cell and micro gas turbine system for desalination purposes, *International Journal of Energy Research*, Vol. 37, No. 5, pp. 426-434, 2013.
- [15] M. Meratizaman, S. Monadizadeh, M. Amidpour, Introduction of an efficient small-scale freshwater-power generation cycle (SOFC-GT-MED), simulation, parametric study and economic assessment, *Desalination*, Vol. 351, pp. 43-58, 2014.
- [16] M. R. Haghighi, M. Manbachi, Reliability and availability modelling of combined heat and power (CHP) systems, *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, Vol. 33, No. 3, pp. 385-393, 2011.
- [17] G. Koeppel, G. Andersson, Reliability modeling of multi-carrier energy systems, *Energy*, Vol. 34, No. 3, pp. 235-244, 2009.
- [18] G. Koeppel, G. Andersson, The influence of combined power, gas, and thermal networks on the reliability of supply, *Proceedings of The Sixth World Energy System Conference*, Torino, Italy, pp. 10-12, July 10, 2006.
- [19] C. A. Frangopoulos, G. G. Dimopoulos, Effect of reliability considerations on the optimal synthesis, design and operation of a cogeneration system, *Energy*, Vol. 29, No. 3, pp. 309-329, 2004.
- [20] A. M. El-Nashar, Optimal design of a cogeneration plant for power and desalination taking equipment reliability into consideration, *Desalination*, Vol. 229, No. 1-3, pp. 21-32, 2008.
- [21] S. R. Hosseini, M. Amidpour, A. Behbahaninia, Thermoeconomic analysis with reliability consideration of a combined power and multi stage flash desalination plant, *Desalination*, Vol. 278, No. 1, pp. 424-433, 2011.
- [22] M. Ameri, N. Enadi, Thermodynamic modeling and second law based performance analysis of a gas turbine power plant (exergy and exergoeconomic analysis), *Journal of Power Technologies*, Vol. 92, No. 3, pp. 183, 2012.
- [23] Y. Haseli, I. Dincer, G. Naterer, Thermodynamic modeling of a gas turbine cycle combined with a solid oxide fuel cell, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 33, No. 20, pp. 5811-5822, 2008.