



تحلیل عملکرد یک واحد تولید توان میکروتوربین گازی مجهز به یک پیل سوختی اکسید جامد اتمسفیریک از دیدگاه ترمو اقتصادی

جاماسب پیرکندی^{1*} و فرهاد امانلو²

¹ استادیار، مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران

² دانشجوی کارشناسی ارشد، مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران

تاریخ دریافت: 1392/05/25؛ تاریخ بازنگری: 1393/01/03؛ تاریخ پذیرش: 1393/04/25

چکیده

هدف این مقاله تحلیل عملکرد یک واحد تولید توان متشکل از یک میکروتوربین گازی و یک پیل سوختی اکسید جامد با کارکرد در فشار اتمسفیریک می‌باشد. برخلاف بیشتر تحقیقات انجام شده که پیل سوختی را در بالادست توربین قرار داده بودند، در این تحقیق پیل سوختی در پایین دست توربین قرار داده شده است. با توجه به اهمیت نقش پیل سوختی در سیستم معرفی شده تحلیل‌های شیمیایی و حرارتی کاملی در پیل انجام شده و بر خلاف بیشتر تحقیقات قبلی در تمام شرایط کاری دمای پیل محاسبه می‌شود. در تحلیل‌های اقتصادی انجام شده در این تحقیق از دو مدل اقتصادی ساده لازارتو و روش نیازمندی درآمدی کل استفاده شده و نتایج این دو روش با یکدیگر مقایسه شده است. بررسی عملکرد سیستم ترکیبی نشان می‌دهد که افزایش فشار کاری سیستم و نسبت هوا به سوخت ورودی به آن به دلیل کاهش دمای پیل، سبب افت راندمان الکتریکی و همچنین افزایش قیمت برق تولیدی در آن می‌گردد. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که قیمت برق تولیدی بر اساس مدل ساده لازارتو در حدود 12/2 سنت و بر اساس مدل اقتصادی کامل TRR در حدود 19/5 سنت می‌باشد. هزینه خرید و نصب سیستم ترکیبی نیز در حدود 1798 دلار بر کیلووات برآورد شده است.

کلمات کلیدی: پیل سوختی اکسید جامد اتمسفیریک؛ میکروتوربین گازی؛ مدل اقتصادی؛ قیمت برق؛ آگزرژی.

Thermo-economic analysis of the performance of a micro gas turbine power generation unit equipped with a atmospheric solid oxide fuel cell

J. Pirikandi^{1*} and F. Amanloo²

¹ Assist. Prof., Aerospace Eng., Malek Ashtar University of Technology, Tehran, Iran

² M.Sc. Student., Aerospace Eng., Malek Ashtar University of Technology, Tehran, Iran

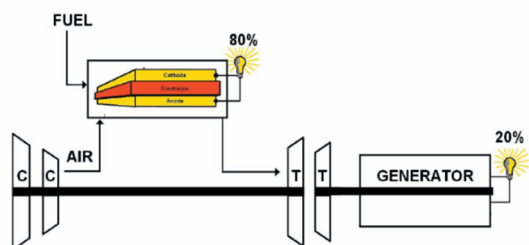
Abstract

The objective of this paper is to analyze the performance of a power generation unit consisting of a micro gas turbine and a solid oxide fuel cell that operates at atmospheric pressure. Due to the important role of the fuel cell in the introduced system, complete chemical and thermal analyses are performed for the cell. Contrary to the majority of previous investigations, the cell temperature is computed for all the working conditions of cell. In the economic analyses carried out in this research, the simple economic model of Lazaretto and the total revenue requirements (TRR) method have been used and the results of these two methods have been compared. The performance analysis of the hybrid system indicates that the increase of the system working pressure and the inflowing air-to-fuel ratio, because of the cell temperature reduction, causes the electrical efficiency of the system to drop and the price of electricity generation in the system to rise. The obtained results indicate that the price of electricity generated by the unit is about 12.2 cents/kWh, based on the simple Lazaretto model, and about 19.5 cents/kWh, based on the complete economic model of TRR. Also, the procurement and installation cost of the hybrid system has been estimated at about 1798 \$/kW of electricity.

Keywords: Atmospheric solid oxide fuel cell; Micro gas turbine; Economic model; Price of electricity; Exergy.

1- مقدمه

حرارتی استفاده کرد. هدف اصلی این تحقیق استفاده از انرژی بالای گازهای خروجی از میکروتوربین‌ها در پیل‌های سوختی دما بالا می‌باشد. پیل‌های سوختی اکسیدجامد از جمله پیل‌های سوختی می‌باشند که دارای دمای کارکرد بالایی بوده و قابلیت بیشتری برای استفاده در سیستم‌های تولید توان را دارا می‌باشند. این پیل‌ها همواره مقادیر قابل توجهی گرما و انرژی با کیفیت بالا تولید می‌کند. نحوه استفاده از این گرما به موثرترین روش، اخیراً توجهات زیادی را به خود جلب کرده است. ایده اولیه استفاده از سیستم ترکیبی توربین گاز و پیل سوختی در اواسط سال 1970 مطرح شد و تاکنون بیش از دهها ایده در این زمینه ثبت گردیده است [5]. همانطور که در شکل 1 نشان داده شده است، در این سیستم ترکیبی یک پیل سوختی دما بالا جایگزین محفظه احتراق در سیکل توربین‌گازی گردید. سیستم ترکیبی حاصل دارای راندمان بالایی نسبت به پیل سوختی و سیکل توربین‌گاز تنها بوده و پژوهشگران زیادی به همراه شرکت‌های سازنده متعدد در پی تجاری کردن این سیستم می‌باشند [5].



شکل 1- نمایی از ترکیب توربین‌گازی و پیل سوختی [5]

پیل سوختی اکسیدجامد به کار رفته در سیستم‌های ترکیبی از لحاظ فشار کاری در دو نوع تحت فشار و اتمسفری تقسیم‌بندی می‌شود. در نوع تحت فشار پیل سوختی بین کمپرسور و توربین قرار گرفته و فشار کاری آن بالا می‌باشد و در نوع اتمسفری پیل در پایین دست توربین قرار گرفته و گازهای خروجی از توربین با فشار کم و در حدود فشار اتمسفر وارد آن می‌شود. در نوعی دیگر از سیستم‌های ترکیبی پیل سوختی در یک سیکل مجزا و بصورت غیرمستقیم عمل می‌کند [5]. پیل سوختی به کار رفته در سیستم‌های تحت فشار، اغلب تحت فشار معینی قرار می‌گیرد. تحت فشار قرار گرفتن پیل توان خروجی از آن را

افزایش روزافزون جمعیت، زوال تدریجی سوخت‌های فسیلی و نیز وسعت آلودگی به‌جا مانده از این منابع انرژی در دنیای کنونی، جهانیان را بر آن داشته که به فکر منابع انرژی جایگزین باشند. امروزه با گسترش سیستم‌های مختلف تولید انرژی، روشهای گوناگونی مانند استفاده از انرژی خورشیدی، انرژی باد، پیل‌های سوختی، زمین‌گرایی، میکروتوربین‌ها و دیزل ژنراتورها مورد توجه پژوهشگران مختلف قرار گرفته‌اند. هر کدام از این روش‌های معرفی شده دارای مزیت‌ها و معایب مخصوص به خود می‌باشند. پیل‌های سوختی امروزه به‌عنوان یک فناوری جدید در تولید انرژی محسوب می‌شوند که در میان آنها پیل سوختی اکسیدجامد به‌خاطر بازدهی بسیار بالا، عدم آلاینده‌گی محیط زیست، تولید هم‌زمان الکتریسیته و حرارت، قابلیت استفاده از سوخت‌های متنوع و قابلیت ترکیب با سیستم‌های دیگر بیشتر مورد توجه قرار گرفته است. قابلیت پیل‌های سوختی اکسیدجامد در ترکیب با سیستم‌های تولید توان مختلف، به مد نظر قرار گرفتن سیستم‌های ترکیبی حاصل به عنوان منابع تولید انرژی جدید منجر شده است. با توجه به بازدهی بالای این نوع سیستم‌های ترکیبی و نیز نظر به کاهش میزان آلاینده‌گی، سیستم‌های مذکور در آینده نزدیک تأثیر به‌سزایی در نحوه تولید توان و انرژی خواهند داشت [1]. یکی از موارد پرکاربرد پیل‌های سوختی اکسید جامد در سیستم‌های تولید توان، ترکیب این نوع پیل‌ها با انواع مختلف میکروتوربین‌های گازی است [2].

میکروتوربین‌های گازی مولدهای کوچکی هستند که سوخت گازی یا مایع را سوزانده و یک ژنراتور را با سرعت بالا به چرخش در می‌آورند. دامنه تولید توان توسط میکروتوربین‌ها موجود در حال توسعه از 25 تا 500 کیلووات می‌باشد [3 و 4]. در اوایل سالهای 1980 بازدهی و قابلیت اطمینان میکروتوربین‌ها به مقداری رسید که برای کاربرد در سیستم‌های تولید پراکنده مناسب شناخته شدند. بازده بالا، ابعاد فشرده، نسبت توان به وزن بالا، آلاینده‌گی کم، عدم نیاز به خنک‌کاری، هزینه تعمیر و نگهداری کم و راه‌اندازی سریع از خصوصیات برتر میکروتوربین‌های گازی می‌باشد. از آنجائیکه گازهای خروجی از میکروتوربین در حدود 60 تا 70 درصد انرژی سوخت ورودی را تشکیل می‌دهد، این گازها قابلیت بازیابی داشته و می‌توان از آنها برای تولید انرژی

بررسی قرار گرفته است. با توجه به اینکه پیل سوختی به عنوان یکی از اجزای اصلی این نوع از سیستم‌های ترکیبی نقش مهمی در تولید توان را خواهد داشت، لذا در این تحقیق سعی شده است که عملکرد الکتروشیمیایی و حرارتی پیل به طور مجزا مورد بررسی قرار گیرد. بر خلاف بیشتر تحقیقات انجام شده در این زمینه دمای کاری پیل ثابت فرض نشده و در شرایط مختلف کاری محاسبه شده است. در تحلیل‌های اقتصادی انجام شده در این پژوهش از دو مدل اقتصادی ساده و نیازمندی درآمدی کل (TRR)⁹ جهت محاسبه قیمت برق تولیدی و سایر هزینه‌های مرتبط استفاده شده است. مدل نیازمندی درآمدی کل یک مدل کامل و دقیق جهت تحلیل‌های اقتصادی بوده و تمامی هزینه‌های سرمایه‌گذاری و جاری سیستم را محاسبه می‌نماید [16].

2- معرفی سیستم ترکیبی

این سیستم ترکیبی شامل یک سیکل میکروتوربین گازی مجهز به یک پیل سوختی اکسیدجامد اتمسفری می‌باشد. همانطور که در شکل 2 مشاهده می‌شود، در این نوع از سیستم‌های ترکیبی پیل سوختی به کار رفته در پایین دست توربین قرار گرفته و فشار کاری آن در حدود فشار اتمسفر می‌باشد. هوا و گاز طبیعی به کار رفته در سیستم ابتدا بوسیله کمپرسورهایی متراکم شده و در ادامه مسیر با عبور از دو بازیاب هوا و سوخت گرم شده و برای انجام واکنش وارد محفظه احتراق می‌شوند. محصولات خروجی از محفظه احتراق در ادامه وارد توربین گاز شده و در اثر انبساط کار مکانیکی تولید می‌کنند. گازهای خروجی از توربین در ادامه مسیر خود وارد کاتد شده و با سوخت ورودی به آند واکنش می‌دهند. گازهای باقیمانده پیل نیز در ادامه وارد محفظه پس‌سوز شده و پس از انجام فرایند احتراق، جهت گرم کردن هوا، سوخت و آب وارد مبدل‌های حرارتی می‌گردند. مبدل حرارتی آخر در این سیکل جهت تولید آب گرم استفاده می‌شود. از آب گرم تولید شده در این مبدل می‌توان در سیستم‌های گرمایشی و سرمایشی (مانند گرمایش ساختمان، تهیه آب گرم بهداشتی و یا استفاده در چیلرهای جذبی جهت سرمایش) استفاده نمود.

افزایش می‌دهد، اما به تناسب چالش‌های بیشتری در طراحی و کنترل آن ایجاد می‌کند. به دلیل فشار بالای ایجاد شده در پیل سوختی، بدنه آن در این روش نیاز به درزگیری‌های قابل اعتمادی دارد. جهت رفع این مشکل از پیل‌های سوختی اتمسفریک در سیستم‌های ترکیبی استفاده می‌گردد. این نوع سیستم‌ها با نگره‌داشتن پیل سوختی در فشار اتمسفر خطرپذیری بسیار کمتری را ایجاد می‌کنند. در این سیستم هوای ورودی به پیل سوختی از گازهای خروجی از توربین گرفته می‌شود. در صورتیکه دمای کاری پیل بالا بوده و یا درصد انبساط در توربین گازی زیاد باشد، دستیابی به حداقل دمای کاری مورد نیاز در ورودی پیل سخت می‌باشد.

هدف اصلی این تحقیق بررسی عملکرد یک واحد تولید توان میکروتوربین گازی مجهز به یک پیل سوختی اکسیدجامد اتمسفریک از دیدگاه ترمو اقتصادی می‌باشد. مطالعه تحقیقات قبلی نشان می‌دهد که در سالهای اخیر پژوهشگران متعددی بر روی ترکیب میکروتوربین‌های گازی و پیل‌های سوختی تحت فشار کار کرده‌اند و سیستم‌های اتمسفریک کمتر مورد توجه قرار داشتند. از سوی دیگر بررسی مقالات انجام شده در این زمینه نشان می‌دهد که تحلیل‌های اقتصادی کمتر مورد توجه پژوهشگران بوده و سیستم‌های ترکیبی بیشتر از نظر ترمودینامیکی و انرژی مورد بررسی قرار گرفته بودند. از تحقیقات انجام شده در زمینه اقتصادی می‌توان به تحقیقات ماساردو¹ و ماجستری² [6]، نورن³ [7]، آرسالیس⁴ [8 و 9]، فرانزونی⁵ و همکاران [10]، سانتین⁶ و همکاران [11]، چده⁷ و مورای⁸ [12-14] و شیرازی و همکاران [15] اشاره کرد. آنها در تحقیقات خود از مدل‌های اقتصادی ساده جهت مشخص کردن قیمت برق تولیدی استفاده کرده بودند. سیستم ترکیبی مورد نظر آنها نیز شامل توربین گاز و پیل سوختی تحت فشار بود.

با توجه به موارد فوق در این تحقیق بر خلاف بیشتر تحقیقات انجام شده، یک سیستم ترکیبی اتمسفریک مورد

¹ Massardo

² Magistri

³ Noren

⁴ Arsalis

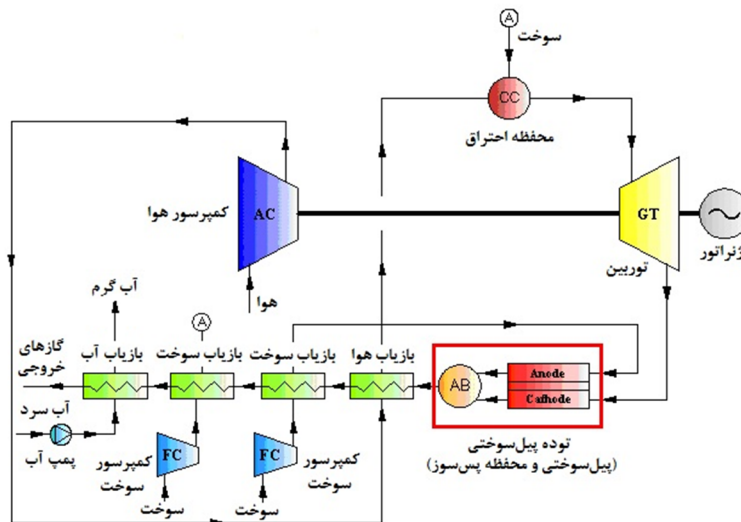
⁵ Franzoni

⁶ Santin

⁷ Cheddie

⁸ Murray

⁹ Total revenue requirements (TRR)



شکل 2- نمایی از ترکیب سیستم پیشنهادی

- فرض شده که سوخت درون پیل سوختی با به‌سازی داخلی تبدیل به هیدروژن می‌گردد.

- سوخت به‌کار رفته در سیستم گاز طبیعی با ترکیب 97 درصد متان، 1/5 درصد دی‌اکسیدکربن و 1/5 درصد نیتروژن بوده و ترکیب هوای به‌کاررفته نیز شامل 21 درصد اکسیژن و 79 درصد نیتروژن در نظر گرفته شده است.

- در این پژوهش هوا و سوخت در شرایط استاندارد و با دما و فشار ورودی یکسان (دمای 25 درجه سلسیوس و فشار 1 بار) وارد سیستم می‌شوند.

از معایب این سیستم پیشنهادی می‌توان به ترکیب گازهای ورودی به کاند اشاره کرد که می‌تواند محصولات احتراقی خروجی از توربین باشد. در صورت استفاده از سوخت زیاد در محفظه احتراق اصلی این مساله می‌تواند باعث کاهش راندمان سیستم نسبت به حالت اول گردد. جهت حل این مشکل می‌توان از تزریق سوخت به محفظه احتراق اصلی سیکل خودداری نمود و یا مقدار سوخت کمتری را وارد محفظه احتراق نمود.

3- فرضیات

در مدل‌سازی و تحلیل سیستم ترکیبی، فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:

- از نشتی گاز داخل سیستم به بیرون صرف‌نظر شده است،
- جریان سیال در کلیه اجزاء سیکل پایدار در نظر گرفته شده است،
- از تغییرات انرژی‌های جنبشی و پتانسیل صرف‌نظر شده است،
- رفتار تمامی گازهای موجود در سیکل به صورت گاز ایده‌ال فرض شده است،
- از توزیع دما، فشار و اجزاء شیمیایی درون پیل صرف‌نظر شده است،
- ولتاژ در سل‌های پیل سوختی ثابت فرض شده است،

4- روابط حاکم

در این بخش روابط حاکم بر مساله در سه قسمت مجزا که شامل روابط ترمودینامیکی، روابط انرژی و روابط اقتصادی می‌باشد، آورده شده است.

4-1-4- روابط ترمودینامیکی

4-1-1-4- کمپرسور هوا

همانطور که در شکل 2 مشاهده می‌شود هوای محیط در یک فشار و دمای معین وارد کمپرسور هوا (CA) شده و پس از تراکم در فشار و دمای بالاتری آن را ترک می‌کند. با فرض آدیاباتیک بودن فرایند تراکم و با مشخص بودن نسبت فشار ($r_{p,ca}$) و راندمان ایزنتروپیک کمپرسور ($\eta_{is,ca}$)، نسبت گرمای ویژه‌ی هوا (k_a) و دبی هوای عبوری از کمپرسور

با در نظر گرفتن راندمان محفظه، می‌توان طبق رابطه (5) دمای گازهای خروجی را محاسبه کرد.

$$\dot{n}_{in,cc}\bar{h}_{in,cc} - \dot{n}_{out,cc}\bar{h}_{out,cc} - \dot{Q}_{loss,cc} = 0 \quad (5)$$

در رابطه‌ی فوق $\dot{Q}_{Loss,cc}$ تلفات حرارتی محفظه احتراق بوده و مقدار آن به راندمان محفظه (η_{cc}) و ارزش حرارتی سوخت (LHV) بستگی دارد [17]. مقدار تلفات حرارتی در محفظه احتراق با استفاده از رابطه (6) بدست می‌آید.

$$\dot{Q}_{Loss,cc} = \dot{n}_{f,cc} \times (1 - \eta_{cc}) \times LHV \quad (6)$$

با توجه به این که راندمان محفظه احتراق 100 درصد نبوده و همواره مقداری تلفات حرارتی وجود دارد، با تعریف راندمان محفظه و نسبت‌دادن عدد مشخصی به آن، نسبت سوخت به هوای واقعی به دست می‌آید.

$$\eta_{cc} = \frac{f_{theoretical}}{f_{actual}} \quad (7)$$

نرخ آنتروپی تولیدی در این محفظه براساس رابطه (8) به دست می‌آید [17]:

$$\dot{S}_{gen,cc} = \dot{n}_{out,cc}\bar{s}_{out,cc} - \dot{n}_{in,cc}\bar{s}_{in,cc} + \frac{\dot{Q}_{loss,cc}}{T_{surr}} \quad (8)$$

4-1-4- محفظه پس‌سوز

محاسبات مربوط به محفظه پس‌سوز نیز مشابه محفظه احتراق می‌باشد. با این تفاوت که در محفظه پس‌سوز از هوا و سوخت باقیمانده در پیل سوختی استفاده می‌گردد.

4-1-5- توربین

گازهای داغ خروجی از محفظه احتراق در ادامه وارد توربین شده و در آن جریان الکتریکی تولید می‌کنند. بخشی از توان الکتریکی تولید شده تأمین‌کننده توان مصرفی کمپرسورهای سوخت و هوا بوده و توان باقی‌مانده نیز به‌عنوان توان خالص خروجی از توربین مورد استفاده قرار می‌گیرد. گرمای لازم برای پیش‌گرم کردن هوا و سوخت ورودی به محفظه احتراق از طریق گازهای داغ خروجی از توربین و از طریق بازیاب‌های اول و دوم تأمین می‌شود.

چنان که پیش‌تر اشاره شد، با توجه به وابسته بودن راندمان ایزنتروپیک به نسبت فشار و در حالتی که در تحلیل

می‌توان دمای گازهای خروجی از کمپرسور و کار واقعی مورد نیاز آن را (\dot{W}_{ca}) به دست آورد [17]. لازم به ذکر است که با توجه به وابسته بودن راندمان ایزنتروپیک به نسبت فشار کمپرسور و ثابت نماندن آن با تغییرات فشار، در تحلیل سیستم به‌جای راندمان ایزنتروپیک از راندمان پلی‌تروپیک ($\eta_{p,ca}$) استفاده شده است. برای محاسبه راندمان پلی‌تروپیک از رابطه (1) استفاده می‌گردد.

$$\eta_{is,ca} = \frac{\left(r_{p,ca}\right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1}{\left(r_{p,ca}\right)^{\frac{k_a-1}{k_a \cdot \eta_{p,ca}}} - 1} \quad (1)$$

$$\frac{T_{out,ca}}{T_{in,ca}} = \left(r_{p,ca}\right)^{\frac{k_a-1}{k_a \cdot \eta_{p,ca}}} \quad (2)$$

$$\dot{W}_{ca} = \dot{n}_{ca} \cdot (\bar{h}_{out,ca} - \bar{h}_{in,ca}) \quad (3)$$

نرخ آنتروپی تولیدشده در کمپرسور هوا ($\dot{S}_{gen,ca}$) طبق رابطه (4) محاسبه شده است [17]:

$$\dot{S}_{gen,ca} = \dot{n}_{ca} \cdot (\bar{s}_{out,ca} - \bar{s}_{in,ca}) \quad (4)$$

4-1-2- کمپرسور سوخت

محاسبات مربوط به دو کمپرسور سوخت نیز مشابه کمپرسور هوا می‌باشد.

4-1-3- محفظه احتراق

همانطور که در شکل 2 مشاهده می‌شود، هوای خروجی از کمپرسور از طریق یک بازیاب حرارتی گرم شده و سپس وارد محفظه احتراق می‌گردد. در این محفظه هوا به همراه سوخت ورودی که آن نیز از طریق یک مبدل دیگر گرم شده، با یکدیگر واکنش می‌دهند. در این محدوده دمایی و فشاری بدون آنکه خطائی جدی در محاسبات وارد شود، هوا و محصولات احتراق به عنوان گاز کامل در نظر گرفته می‌شوند. در ادامه فرض می‌شود که جریان‌های ورودی به محفظه احتراق کاملاً با هم مخلوط می‌شوند و تمام سوخت ورودی به دی‌اکسیدکربن و بخار آب تبدیل می‌شوند. مجموع واکنش‌های فوق گرماده بوده و دمای گازهای خروجی از محفظه احتراق را بالا می‌برند. با نوشتن معادله بقای انرژی و

غلظت (V_{conc}) می‌باشند، محاسبه شده و در نهایت از رابطه (14) مقدار ولتاژ واقعی آن (V_{cell}) بدست آید [18]:

$$V_{cell} = E - (V_{act} + V_{ohm} + V_{conc}) \quad (14)$$

نحوه محاسبات افت ولتاژ پیل به طور کامل در مراجع [18 و 19] آورده شده است. پس از محاسبه مقدار ولتاژ واقعی و مقدار جریان هر سل و توان کلی توده پیل نیز طبق روابط زیر مشخص خواهد شد.

$$I_{cell} = iA_{cell} \quad (15)$$

$$(W_{DC-tot})_{sofc} = nV_{cell}I_{cell} \quad (16)$$

$$(W_{AC-tot})_{sofc} = (W_{DC-tot})_{sofc} \times \eta_{inv,fc} \quad (17)$$

در رابطه (27)، $\eta_{inv,fc}$ ضریب تبدیل جریان مستقیم به متناوب می‌باشد.

بدلیل دمای عملیاتی بالا در پیل‌های سوختی اکسید جامد، امکان تولید سوخت مورد نیاز پیل از هیدروکربن‌هایی مانند گاز طبیعی در داخل پیل وجود دارد. در این مقاله از پیل سوختی با به‌سازی داخلی مستقیم استفاده شده که در آن از حرارت آزاد شده طی واکنش الکتروشیمیایی الکترودها جهت انجام واکنش گرماگیر به‌سازی استفاده می‌شود. برای محاسبه دمای گازهای خروجی از توده پیل سوختی، باید سه منبع دمایی موجود در پیل را در نظر گرفت. با توجه به اینکه واکنش به‌سازی گرماگیر بوده و واکنش‌های دگرگونی و الکتروشیمیایی پیل گرمازا می‌باشند، لذا کل انتقال حرارت خالص پیل سوختی اکسید جامد از اختلاف مقادیر گرمایی سه واکنش فوق بدست خواهد آمد. مقدار گرمای حاصل از واکنش‌های به‌سازی، دگرگونی و الکتروشیمیایی طبق روابط (18) تا (20) بدست می‌آیند [20].

$$\dot{Q}_r = x(\bar{h}_{CO} + 3\bar{h}_{H_2} - \bar{h}_{CH_4} - \bar{h}_{H_2O}) \quad (18)$$

$$\dot{Q}_{sh} = y(\bar{h}_{CO_2} + \bar{h}_{H_2} - \bar{h}_{CO} - \bar{h}_{H_2O}) \quad (19)$$

$$\dot{Q}_{elec} = zT\Delta S - I\Delta V_{loss} \quad (20)$$

گرمای خالص باقیمانده از واکنش‌های انجام شده در پیل سوختی طبق رابطه (21) بدست می‌آید:

$$\dot{Q}_{net} = \dot{Q}_{elec} + \dot{Q}_{sh} - \dot{Q}_r \quad (21)$$

با توجه به رابطه (22) مقداری از این گرمای خالص باقیمانده صرف افزایش دمای گازهای داخل و خروجی پیل

سیستم تغییرات نسبت فشار کمپرسور مد نظر باشد، به‌جای راندمان ایزنتروپیک از راندمان پلی‌تروپیک استفاده شده است. در این حالت راندمان پلی‌تروپیک توربین طبق رابطه (9) محاسبه شده است. با محاسبه کار ایده‌آل و در نظر گرفتن راندمان ایزنتروپیک توربین می‌توان مقادیر کار و دمای خروجی از آن را طبق روابط (10) الی (11) محاسبه کرد:

$$\eta_{is,gt} = \frac{1 - \left(\frac{1}{r_{p,gt}}\right)^{\frac{\eta_{p,gt}(k_g-1)}{k_g}}}{1 - \left(\frac{1}{r_{p,gt}}\right)^{\frac{k_g-1}{k_g}}} \quad (9)$$

$$\frac{T_{in,gt}}{T_{out,gt}} = r_{p,gt}^{\frac{\eta_{p,gt}(k_g-1)}{k_g}} \quad (10)$$

$$\dot{W}_{gt} = \dot{n}_{gt}(\bar{h}_{in,gt} - \bar{h}_{out,gt}) \quad (11)$$

نرخ تولید آنتروپی در فرایند انبساط توربین، مطابق رابطه (12) حاصل می‌شود [17]:

$$\dot{S}_{gen,gt} = \dot{n}_{gt}(\bar{s}_{out,gt} - \bar{s}_{in,gt}) \quad (12)$$

4-1-6- پیل سوختی

حل کلی معادلات بقای جرم و انرژی پیل سوختی نیاز به ارزیابی ولتاژ و جریان تولید شده در آن دارد. ولتاژ برگشت‌پذیر پیل سوختی توسط معادله نرنست¹ و مطابق رابطه (13) تعریف می‌گردد [18]:

$$E = E^\circ + \frac{R_u T}{n_e F} \ln \left(\frac{P_{H_2} P_{O_2}^{0.5}}{P_{H_2O}} \right) \quad (13)$$

در رابطه فوق E° ولتاژ پیل در شرایط استاندارد، R_u ثابت عمومی گازها، T دمای توده (استک) پیل، F ثابت فارادی و n_e تعداد الکترونهای جریان یافته در مدار به ازای تشکیل هر مولکول آب است. جهت محاسبه ولتاژ واقعی پیل باید افت‌های مربوط به پیل که شامل افت ولتاژ ناحیه فعال‌سازی (V_{act})، افت ولتاژ ناحیه اهمیک (V_{ohm}) و افت ولتاژ ناحیه

¹ Nernst

برای محاسبه بارحرارتی مفید در بازیاب آخر، با در نظر گرفتن راندمان این بازیاب از روابط (27) و (28) استفاده شده است.

$$\dot{Q}_{reg,w} = \varepsilon_{reg,w} \dot{n}_g (\bar{h}_{in,reg} - \bar{h}_{out,reg}) \quad (27)$$

$$\dot{Q}_{reg,w} = \dot{n}_w \bar{C}_p (T_{out,w} - T_{in,w}) \quad (28)$$

با استفاده از رابطه (28) می‌توان مقدار آب گرم مورد نیاز برای واحدهای گرمایشی در سیستم تولید همزمان را بدست آورد (\dot{n}_w). دمای آب گرم خروجی از بازیاب در این تحقیق 90 درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است. از مقدار بار گرمایشی بدست آمده در بازیاب آخر، جهت محاسبه راندمان حرارتی کل سیستم استفاده خواهد شد.

نرخ آنتروپی تولیدی در بازیاب اول مطابق رابطه (29) به دست می‌آید [17]:

$$\dot{S}_{gen,reg,a} = \dot{n}_a (\bar{s}_{e,a} - \bar{s}_{i,a}) - \dot{n}_g (\bar{s}_{i,g} - \bar{s}_{e,g}) \quad (29)$$

4-1-8- پمپ

به‌منظور تأمین فشار آب واحدهای گرمایشی، در بازیاب سوم از یک پمپ استفاده شده است. این پمپ طوری در نظر گرفته شده که بتواند فشار مورد نیاز سیستم گرمایشی را تأمین کند. مقدار کار مورد نیاز پمپ براساس رابطه (30) به دست خواهد آمد:

$$\dot{W}_{wp} = \dot{n}_w v_w (P_{out,w} - P_{in,w}) \quad (30)$$

در رابطه فوق (v_w) حجم مخصوص آب ورودی به پمپ می‌باشد. آب گرم خروجی از پمپ پس از تبادل حرارت در واحدهای گرمایشی جهت گرمایش مجدد به سمت سیستم تولید توان بازگردانده می‌شود. مقدار نرخ آنتروپی تولیدی در پمپ نیز طبق رابطه (31) به دست می‌آید:

$$\dot{S}_{gen,wp} = \dot{n}_w (\bar{s}_{out,w} - \bar{s}_{in,w}) \quad (31)$$

4-1-9- سیستم ترکیبی

در این بخش با در نظر گرفتن کل سیستم ترکیبی به عنوان یک حجم کنترل، راندمان‌های الکتریکی، حرارتی، کل و انرژی آن، با استفاده از روابط (32) تا (35) بدست خواهند آمد:

شده (\dot{Q}') و بخش دیگری نیز به محیط (\dot{Q}_{surr}) وارد می‌شود.

$$\dot{Q}_{net} = \dot{Q}' + \dot{Q}_{surr} \quad (22)$$

در حالت واقعی به هیچ عنوان نمی‌توان فرآیندهای انجام شده در پیل‌سوختی را آدیباتیک در نظر گرفت و همواره مقداری تلفات حرارتی به محیط وجود دارد. با در نظر گرفتن این مساله در حالت ایده‌ال فرض می‌شود که پیل‌سوختی آدیباتیک داخلی بوده و گرمای خالص باقیمانده صرف افزایش دمای گازهای داخل و خروجی از پیل خواهد شد (\dot{Q}''). در این حالت با در نظر گرفتن دمای یکسان برای گازهای خروجی از آند و کاتد، رابطه (23) حاصل خواهد شد. در این رابطه $\Delta h_{c,in}$ و $\Delta h_{a,in}$ مقدار تغییرات آنتالپی واکنش‌دهنده‌ها در آند و کاتد و $\Delta h_{c,out}$ و $\Delta h_{a,out}$ مقدار تغییرات آنتالپی محصولات در آند و کاتد خواهند بود.

$$\dot{Q}'' = \Delta h_{c,in} + \Delta h_{c,out} + \Delta h_{a,in} + \Delta h_{a,out} \quad (23)$$

برای محاسبه دمای گازهای خروجی از پیل‌سوختی از یک الگوریتم تکرار استفاده شده و معیار همگرایی نیز به صورت رابطه (24) در نظر گرفته شده است.

$$Q_{error} = \left| \frac{\dot{Q}'' - \dot{Q}'}{\dot{Q}'} \right| < 0.01 \quad (24)$$

پس از محاسبه دمای خروجی، می‌توان با استفاده از رابطه (25) مقدار تلفات حرارتی در پیل‌سوختی را محاسبه کرد.

$$\dot{n}_{c,in} \bar{h}_{c,in} + \dot{n}_{a,in} \bar{h}_{a,in} = \dot{n}_{c,out} \bar{h}_{c,out} + \dot{n}_{a,out} \bar{h}_{a,out} + \dot{Q}_{surr} + \dot{W}_{sofc} \quad (25)$$

4-1-7- بازیاب

پیش‌تر اشاره شد که بخشی از انرژی حرارتی موجود در گازهای خروجی برای گرم کردن هوا و سوخت ورودی به محفظه احتراق استفاده شده و بخشی دیگر نیز برای تأمین بارگرمایشی وارد یک بازیاب دیگر می‌شود. دمای گازهای خروجی از سه بازیاب اول بر اساس راندمان یا ضریب کارایی (ε_{reg}) آنها و طبق رابطه (26) محاسبه می‌شود [17].

$$\varepsilon_{reg} = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad (26)$$

تبادل گرما و در اثر انتقال جرم از مرز سیستم می‌باشد. انتقال انرژی بوسیله انجام کار با E_W نشان داده می‌شود که همان کار مفید انجام شده می‌باشد. این مقدار برابر اختلاف بین کار انجام شده واقعی و کار محیط (در صورت وجود) بوده و بصورت رابطه (40) نشان داده می‌شود [21]:

$$\dot{E}_W = \dot{W} - P_o \Delta \dot{V} \quad (40)$$

انرژی ناشی از انتقال گرما از مرز سیستم به عنوان بیشترین کار قابل حصول از آن تعریف می‌شود. اگر Q مقدار انتقال گرما در یک محل با دمای ثابت T باشد، مقدار انرژی ناشی از این انتقال حرارت از رابطه (41) بدست می‌آید [21]:

$$\dot{E}_Q = \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) \dot{Q} \quad (41)$$

انرژی جریانی از ماده که از مرز حجم کنترل با انتقال جرم عبور می‌کند، به عنوان مقدار ماکزیمم کار قابل استحصال از یک جریان که از حالت اولیه به حالت مرده آورده شود، تعریف می‌شود. نرخ انرژی کل جریان به صورت روابط (42) تا (46) نوشته می‌شود [21]:

$$\dot{E} = \dot{E}_K + \dot{E}_P + \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{ch} \quad (42)$$

$$\dot{E}_K = \dot{m} \frac{V^2}{2} \quad (43)$$

$$\dot{E}_P = \dot{m}gz \quad (44)$$

$$\dot{E}_{ph} = \dot{m}e_{ph} = \Delta \dot{H} - T_o \Delta \dot{S} \quad (45)$$

$$\dot{E}_{ch} = \dot{m}e_{ch} \quad (46)$$

در رابطه (46) مقدار انرژی شیمیایی هر جزء و یک مخلوط مطابق رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$\bar{e}_{ch,i} = R_u T_o \cdot \ln \frac{P_{i,o}}{P_{i,\infty}} \quad (47)$$

$$\bar{e}_{ch,M} = \sum_i y_i \bar{e}_{ch,i} + R_u T_o \sum_i y_i \ln y_i \quad (48)$$

پس از محاسبه مقدار انرژی هر جزء، نرخ بازگشت ناپذیری و همچنین نرخ انرژی تخریب و تلف شده در کل سیستم و هر یک از اجزاء مطابق روابط (49) تا (51) حاصل خواهد شد.

$$\dot{I} = \dot{E}_D + \dot{E}_L \quad (49)$$

$$\eta_{ele} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{n}_f LHV} \quad (32)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{reg,w}}{\dot{n}_f LHV} \quad (33)$$

$$\eta_{tot} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{reg,w}}{\dot{n}_f LHV} \quad (34)$$

$$\psi_{sys} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_{out,w}}{\dot{E}_{in,a} + \dot{E}_{in,f_1} + \dot{E}_{in,f_2} + \dot{E}_{in,w}} \quad (35)$$

در روابط فوق مقدار توان خالص خروجی از سیستم برابر مجموع توان خالص خروجی از پیل سوختی و میکروتوربین بوده و مقدار انرژی ورودی به سیستم نیز برابر انرژی آزاد شده ناشی از مصرف سوخت در پیل و محفظه پس‌سوز می‌باشد.

$$\dot{W}_{net} = (\dot{W}_{AC-tot})_{sofc} + (\dot{W}_{AC-net})_{gt} \quad (36)$$

$$(\dot{W}_{AC-net})_{gt} = (\dot{W}_{DC-net})_{gt} \times \eta_{inv,gen} \quad (37)$$

$$-\dot{W}_{wp} - \dot{W}_{ca} - \dot{W}_{cf_1} - \dot{W}_{cf_2}$$

$$(\dot{W}_{DC-net})_{gt} = \dot{W}_{gt} \quad (38)$$

در رابطه (37) ضریب تبدیل جریان مستقیم

به متناوب در ژنراتور میکروتوربین می‌باشد. نرخ تولید انرژی در کل سیستم نیز از رابطه (39) حاصل خواهد شد:

$$\dot{S}_{gen}^{sys} = \sum_i \dot{S}_{gen,i} \quad (39)$$

4-2- روابط انرژی

یکی از مباحثی که از قانون دوم ترمودینامیک منشعب می‌شود، روش تحلیل انرژی در مدل‌سازی سیستم‌ها می‌باشد [21]. این روش جدید بر اساس مفهوم انرژی به بیان پتانسیل کار سیستم نسبت به محیط می‌پردازد و بر همین اساس نابودی انرژی یا بازگشت ناپذیری نیز به عنوان معیاری برای عدم کارایی سیستم معرفی می‌شود. در تحلیل یک حجم کنترل سه روش انتقال انرژی از مرز سیستم وجود دارد که شامل انتقال انرژی در اثر تبادل کار، در اثر

$$c_P \dot{W}_{net} = \dot{C}_{F,tot} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM} \quad (57)$$

در رابطه (57) c_P برابر هزینه تولید برق بر واحد گیگاژول برق تولیدی می‌باشد. با توجه به معادلات فوق هزینه تولید برق طبق رابطه (58) محاسبه می‌شود.

$$c_P = \frac{\dot{C}_{F,tot} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM}}{\dot{W}_{net}} \quad (58)$$

معمولاً در تحلیل ترمواقصدی، خصوصاً در سیستم‌های بزرگ و پیچیده، مشکل‌ترین بخش مدل‌سازی اقتصادی می‌باشد. صحت یک تحلیل ترمواکونومیکی وابسته به درستی هرچه بیشتر مدل اقتصادی لحاظ شده در محاسبه \dot{Z} دارد [16]. در تحلیل و بهینه‌سازی اقتصادی سیستم‌های انرژی، باید هزینه سالیانه سرمایه‌گذاری، هزینه سوخت و هزینه عملکرد و نگهداری سیستم‌ها محاسبه شوند. سری مقادیر مرتبط با هزینه‌های سرمایه‌گذاری و مخارج برای کارکرد سیستم در طول سال‌های متوالی یکنواخت نمی‌باشد. به‌طور کلی می‌توان گفت با افزایش تعداد سال‌های کارکرد سیستم هزینه‌های سوخت افزایش و هزینه‌های مرتبط با سرمایه‌گذاری کاهش می‌یابد.

با توجه به موارد فوق برای تحلیل‌های اقتصادی این تحقیق از دو مدل اقتصادی ساده لازارتو و روش نیازمندی درآمدی کل استفاده شده است. در مدل‌های اقتصادی ساده قیمت خرید تجهیزات، زمین، هزینه ساخت، هزینه‌های طراحی و ... به عنوان بخشی از هزینه‌های مرتبط با سرمایه‌گذاری در نظر گرفته شده و هزینه‌های عملیاتی نیز از طریق اعمال ضرایبی تجربی در قیمت خرید تجهیزات لحاظ می‌شود. بر خلاف روش اقتصادی ساده، در روش نیازمندی درآمدی کل کلیه هزینه‌های مطرح شده در ایجاد یک سیستم تولید توان به صورت مجزا و با دقت بالا محاسبه می‌گردند.

4-3-1- مدل اقتصادی ساده لازارتو

این مدل یکی از ساده‌ترین مدل‌های اقتصادی بوده و توسط لازارتو استاد دانشگاه میلان ارائه شده است. مجموع هزینه‌های مربوط به سرمایه‌گذاری اولیه و هزینه‌های مربوط به تعمیر و نگهداری در این مدل مطابق رابطه (59) ارائه شده است [15]:

$$\dot{E}_D = T_o \dot{S}_{gen} \quad (50)$$

$$\dot{E}_L = \dot{E}_i - \dot{E}_e - \dot{E}_D \quad (51)$$

با توجه به روابط اشاره شده، نرخ انرژی تخریب و تلف شده و نرخ بازگشت ناپذیری در کل سیستم پیشنهادی از روابط (52) تا (54) حاصل خواهد شد:

$$\dot{E}_{D,sys} = \dot{E}_{in,a} + \dot{E}_{in,f_1} + \dot{E}_{in,f_2} + \dot{E}_{in,w} \quad (52)$$

$$- \dot{W}_{net} - \dot{E}_{out,w} - \dot{E}_{out,g}$$

$$\dot{E}_{L,sys} = \dot{E}_{out,g} \quad (53)$$

$$\dot{I}_{tot} = \dot{E}_{D,sys} + \dot{E}_{L,sys} \quad (54)$$

4-3-3- روابط اقتصادی

برای بهینه‌سازی اقتصادی سیستم‌های انرژی به مقایسه مقادیر سالانه هزینه‌های مرتبط با سرمایه‌گذاری، هزینه‌های سوخت و هزینه‌های عملکرد و نگهداری نیاز می‌باشد. بیان عبارات بالا در حالت ایده‌آل در رابطه (55) خلاصه می‌شود، که تعادل هزینه را برای کل سیستم بیان می‌کند [16].

$$\dot{C}_{P,tot} = \dot{C}_{F,tot} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM} \quad (55)$$

این معادله بیان می‌کند که نرخ هزینه در ارتباط با تولید سیستم ($\dot{C}_{P,tot}$) برابر مجموع نرخ هزینه سوخت ($\dot{C}_{F,tot}$) و هزینه مربوط به سرمایه‌گذاری اولیه (\dot{Z}_{tot}^{CI}) و هزینه مربوط به تعمیر و نگهداری (\dot{Z}_{tot}^{OM}) می‌باشد. این معادله همچنین نشان می‌دهد که هرچه هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه و همچنین هزینه‌های تعمیر و نگهداری بالاتر باشد، هزینه محصول تولیدی بیشتر خواهد بود. مجموع هزینه‌های مربوط به سرمایه‌گذاری اولیه و هزینه‌های مربوط به تعمیر و نگهداری مطابق رابطه (56) به صورت یک پارامتر واحد به نام \dot{Z} معرفی می‌گردند [16].

$$\dot{Z} = \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM} \quad (56)$$

از آنجایی که در این تحقیق برق تولیدی به عنوان محصول تولیدی و گاز طبیعی مصرفی به عنوان سوخت مصرف شده در نظر گرفته شده است، رابطه (55) به معادله (57) تبدیل می‌شود. این معادله همان تابع هدف در بهینه‌سازی می‌باشد که باید هزینه تولید برق در آن حداقل شود.

مقدار همسطح شده نیاز درآمدی کلی سالیانه (TRR_L) با استفاده از فاکتور بازیافت سرمایه و فاکتور کاهش ارزش پول طبق رابطه (63) محاسبه می‌گردد [16]:

$$TRR_L = CRF \sum_{j=1}^n \frac{TRR_j}{(1+i)^j} \quad (63)$$

در رابطه فوق TRR_j نیاز درآمدی کلی در j امین سال کارکرد سیستم بوده و اطلاعات جزئی در مورد نحوه محاسبه آن در مرجع [16] آورده شده است. پس از محاسبه هزینه‌های اشاره شده مطابق روابط (64) تا (66) قیمت برق تولیدی سیستم و هزینه‌های همسطح شده در سال محاسبه می‌گردند [16].

$$\dot{Z}_{tot} = \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM} = \frac{CC_L + OMC_L}{\tau} \quad (64)$$

$$\dot{C}_{p,tot} = \frac{CC_L + OMC_L + FC_L}{\tau} = \frac{TRR_L}{\tau} \quad (65)$$

$$c_p = \frac{TRR_L}{\tau \times \dot{W}_{tot}} \quad (66)$$

هزینه خرید و نصب یک واحد تولید توان نیز طبق رابطه (67) حاصل می‌شود.

$$c_{pp} = \frac{PEC_{tot} + 0.46 PEC_{tot}}{\dot{W}_{tot}} \quad (67)$$

5- روش حل

با توجه به معادلات ذکر شده در بخشهای قبلی، جهت تحلیل مساله یک برنامه رایانه‌ای در نرم افزار EES نوشته شده است که روند آن مطابق فلوجارت زیر است (شکل 3). این نرم افزار با توجه به قابلیت بالای خود در یک زمان واحد می‌تواند تعداد زیادی معادله خطی و غیرخطی را تحلیل نماید.

در بخش اول این کد، اطلاعات ورودی سیستم ترکیبی شامل فشار کاری سیستم، دبی هوا و دبی سوخت ورودی به سیستم وارد می‌گردند. در این مرحله با توجه به ثابت نبودن دمای کاری پیل، حدس اولیه‌ای از دمای پیل زده می‌شود. با حدس دمای پیل در مرحله بعدی معادلات غیرخطی به‌سازی و الکتروشیمیایی به همراه معادلات حرارتی پیل به طور همزمان حل شده و نتایج مطلوب شامل محاسبه ترکیبات اجزاء شیمیایی خروجی، دما، افت ولتاژ، ولتاژ واقعی،

$$\dot{Z}_k = CRF \frac{\Phi_r}{3600 N} PEC_k \left[\frac{\$}{s} \right] \quad (59)$$

در رابطه فوق PEC_k هزینه اولیه خرید دستگاه k ام (که بر اساس پارامترهای ترمودینامیکی محاسبه می‌شود [15])، Φ_r هزینه تعمیرات و نگهداری ($1/06-1/1$)، N تعداد ساعات کارکرد سالانه سیستم تحت بار کامل (85 درصد از ظرفیت کل کاری و برابر 7446 ساعت) و CRF ضریب بازگشت سرمایه می‌باشد. ضریب بازگشت سرمایه همانطور که در رابطه (60) نشان داده شده است، خود تابعی از نرخ بهره (i) و تعداد سال‌های عملکرد دستگاه‌ها (n) بوده و با توجه به مقادیر این دو پارامتر محاسبه می‌شود [15]. در تحلیل‌های ترموآکونومیکی معمولاً مقدار این ضریب در محدوده 0/147 تا 0/18 برآورد می‌شود. در رابطه (60) نرخ بهره یا کاهش ارزش پول برابر 0/1 تا 0/12 در نظر گرفته شده است.

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (60)$$

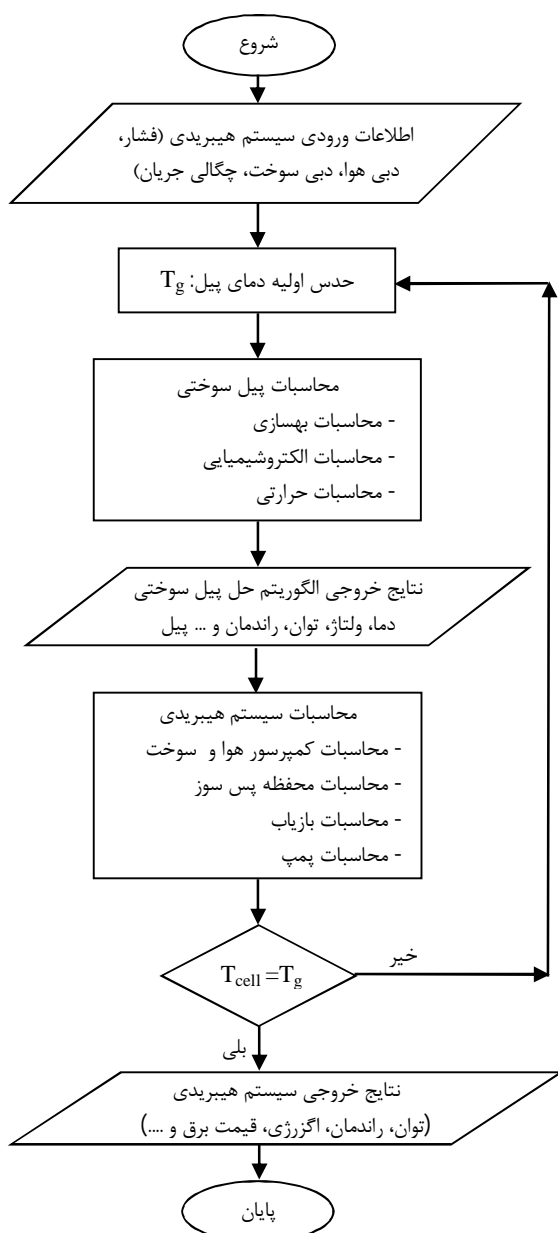
4-3-2- مدل اقتصادی نیازمندی درآمدی کل

در این بخش برای تحلیل اقتصادی سیستم از روش نیازمندی درآمدی کل استفاده شده است. در این روش بر اساس فرضیات اقتصادی هزینه خرید تجهیزات، قیمت خرید زمین، هزینه‌های خدمات مهندسی، قیمت ساخت مجموعه، قیمت سوخت، هزینه‌های تعمیر و نگهداری و ... محاسبه شده و در طول دوره کارکرد سیستم به صورت سالانه همسطح سازی می‌شود [16]. مجموع هزینه‌های مربوط به سرمایه‌گذاری اولیه و هزینه‌های مربوط به تعمیر و نگهداری در این مدل مطابق رابطه (61) ارائه شده است [16]:

$$\dot{Z}_k = \frac{CC_L + OMC_L}{\tau} \times \frac{PEC_k}{\sum_k PEC_k} \quad (61)$$

$$CC_L = TRR_L - FC_L - OMC_L \quad (62)$$

در روابط فوق FC_L هزینه‌های همسطح شده سوخت، OMC_L هزینه‌های همسطح شده عملکرد و نگهداری، TRR_L هزینه‌های همسطح شده نیازمندی درآمدی کل و CC_L هزینه همسطح شده سرمایه‌گذاری می‌باشد.



شکل 3- فلوچارت حل سیستم پیشنهادی

7- نتایج

همانطور که شکل 2 دیده می‌شود، پیل سوختی به کار رفته در این سیستم ترکیبی در پایین دست توربین قرار گرفته و در فشار اتمسفریک عمل می‌نماید. با توجه به این مساله می‌توان اینگونه بیان کرد که افزایش فشار کاری سیستم تأثیری در فشار کاری پیل ندارد. با در نظر گرفتن این مساله در این بخش اثر نسبت فشار کمپرسور و نسبت هوا به سوخت

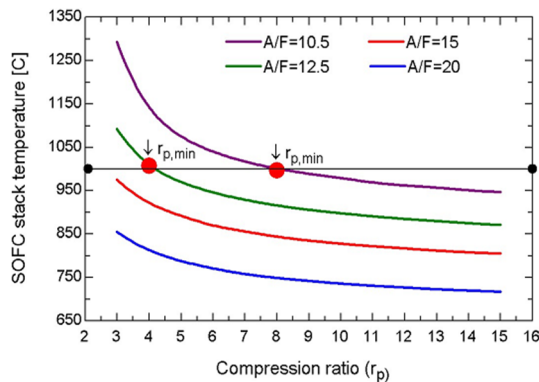
جریان، توان، راندمان و سایر پارامترهای مطلوب در پیل سوختی حاصل می‌شود. همزمان با حل معادلات پیل سوختی کل معادلات سایر اجزاء سیستم نیز مورد تجزیه و تحلیل قرار می‌گیرد. پس از تحلیل کل سیستم دمای جدید پیل با توجه به شرایط داده شده بدست خواهد آمد. در صورت عدم برقراری شرط همگرایی چرخه تحلیل با دمای جدید دوباره تکرار خواهد گردید. پس از انجام تحلیل‌های ترمودینامیکی در بخش نهایی نیز تحلیل‌های اقتصادی سیستم انجام می‌گردد.

6- اعتبارسنجی

جهت اعتبارسنجی کد تهیه شده، سیستم معرفی شده توسط شیرازی و همکاران وی [15] مدل‌سازی شده و نتایج حاصل از کد حاضر، با نتایج تحقیقات آنها مقایسه شده است. همخوانی نزدیک بین این نتایج در جدول 1، صحت روش حاضر و کد تهیه شده را تأیید می‌کند. در مدل‌سازی انجام شده دمای کاری پیل 1175 کلوین و دمای گازهای ورودی به توربین 1457/2 کلوین در نظر گرفته شده است. دلیل اختلاف جزئی موجود در نتایج حاصل از کد نوشته شده و نتایج شیرازی، در نحوه محاسبه افت ولتاژ غلظتی پیل می‌باشد. آنها در محاسبه این افت ولتاژ مقدار چگالی جریان حدی را ثابت فرض نموده بودند، این در حالیست که در تحقیق حاضر مقدار چگالی جریان حدی محاسبه گردید.

جدول 1- مقایسه نتایج حاصل از کد حاضر با نتایج عددی شیرازی

نتایج شیرازی و همکاران [15]	پارامترهای بررسی شده	نتایج با کد تهیه شده
0/729	ولتاژ پیل (V)	0/735
303/8	کار کمپرسور هوا (kW)	302
27/1	کار کمپرسور سوخت (kW)	26/5
376/8	کار خالص تولیدی در توربین (kW)	377/2
1738/04	کار خالص تولیدی در پیل (kW)	1741
727	حرارت بازیاب شده (kW)	725/8
61/3	راندمان الکتریکی (%)	62/2
82/1	راندمان کلی (%)	83/5



شکل 4- تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر روی دمای کاری پیل سوختی

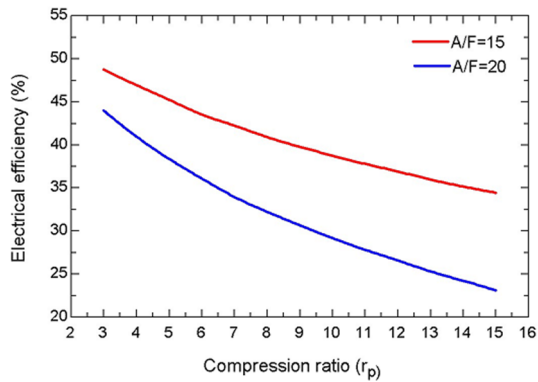
1100 درجه سلسیوس می‌باشد و افزایش بیشتر این دما نیاز به استفاده از سیستم‌های خنک‌کاری پره‌ها می‌باشد. در این بخش اثر نسبت فشار کاری سیستم و نسبت هوا به سوخت ورودی به آن بر روی این پارامتر بررسی شده است تا محدودیت دیگر موجود در سیستم نیز کنترل شود. همانطور که در شکل 4 نشان داده شد، افزایش نسبت فشار کاری سیستم سبب افت دمای کاری پیل می‌گردد. با کاهش دمای کاری پیل، دمای گازهای خروجی از آن که در ادامه مسیر وارد توربین می‌شوند، افت پیدا می‌کند. در شکل 5 مشاهده می‌شود که افزایش نسبت فشار کاری سیستم سبب افت دمای گازهای ورودی به توربین می‌گردد. با توجه به ماکزیمم دمای گازهای ورودی به توربین در میکروتوربین‌های گازی، محدوده کاری سیستم کنترل می‌گردد. در نسبت‌های هوا به سوخت 10/5 و 12/5 دمای گازهای ورودی به توربین بالا بوده و در این حالت سیستم باید مجهز به سیستم‌های خنک‌کاری پره‌های توربین گردد. از لحاظ محدوده کاری سیستم مشابه قسمت قبل کارکرد سیستم در نسبت هوا به سوخت 15 تا 20 توصیه می‌گردد.

همانطور که در شکل‌های 4 و 5 مشاهده می‌شود افزایش نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم به دلیل اثرات خنک‌کنندگی سبب کاهش دمای کاری پیل و دمای گازهای ورودی به توربین می‌گردد که این مساله به شدت عملکرد سیستم را تحت تاثیر قرار می‌دهد. با توجه به این مساله باید مقدار هوا به سوخت ورودی به سیستم طوری در نظر گرفته

ورودی به سیستم به عنوان دو پارامتر تاثیرگذار، بر عملکرد ترمواقتصادی آن بررسی خواهد شد.

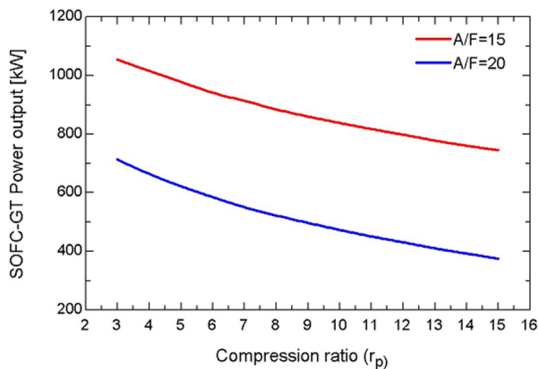
پیل سوختی به کار رفته در این تحقیق از نوع اکسید جامد لوله‌ای بوده که طرح آن مشابه مدل ساخته شده در شرکت زیمنس وستینگهاوس می‌باشد [22]. طول هر سل پیل 150 سانتیمتر و قطر آن 2/2 سانتیمتر در نظر گرفته شده و تعداد سل‌های توده پیل سوختی استفاده شده در سیستم نیز 5133 عدد فرض شده است. با افزایش نسبت فشار کمپرسور دمای گازهای خروجی از آن افزایش می‌یابد، ولی از سوی دیگر نسبت انبساط در توربین نیز متناسب با آن بیشتر خواهد شد، که این مساله سبب کاهش دمای گازهای خروجی توربین می‌شود. کاهش زیاد دمای گازهای خروجی از توربین بر افزایش دمای گازهای خروجی از کمپرسور غالب شده و این مساله سبب کاهش دمای گازهای ورودی به پیل و در نتیجه دمای کاری آن می‌شود. همانطور که در شکل 4 مشاهده می‌شود، با افزایش نسبت فشار کاری سیستم دمای کاری در پیل سوختی در تمامی نسبت‌های هوا به سوخت مختلف کاهش می‌یابد. میزان افت دما در نسبت فشارهای پایین بالا بوده و با افزایش فشار کاری سیستم میزان افت کاهش می‌یابد. با توجه به محدوده کاری پیل‌های سوختی اکسید جامد مقدار نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم مقدار معینی خواهد داشت. همانطور که در شکل 4 مشاهده می‌شود در نسبت‌های هوا به سوخت پایین (10/5 و 12/5) دمای کاری پیل در فشارهای پایین بالا بوده و این مساله سبب آسیب دیدن ساختار آن می‌گردد. با توجه به شکل 4 می‌توان اینگونه بیان کرد که در سیستم‌های ترکیبی مورد نظر برای جلوگیری از افزایش و یا کاهش دمای کاری پیل، باید نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم در محدوده 15 تا 20 در نظر گرفته شود. باید توجه کرد که یک محدودیت دیگر در کارکرد سیستم وجود دارد و آن دمای گازهای ورودی به توربین می‌باشد که باید در محدوده مجاز قرار گیرد.

همانطور که در قسمت بالا اشاره شده توربین به عنوان یکی از اجزاء مهم در سیستم تولید توان ترکیبی می‌باشد. دمای گازهای ورودی به توربین باید در محدوده مجاز حد تحمل پره‌های آن باشد. این مقدار در میکروتوربین‌های گازی



شکل 6- تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر روی راندمان الکتریکی سیستم ترکیبی

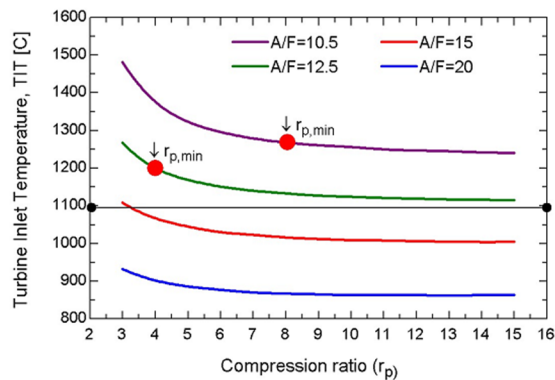
دمای کاری پیل و دمای گازهای ورودی به توربین می‌گردد. این مساله به نوبه خود سبب افت توان تولیدی در پیل و توربین و کل سیستم ترکیبی می‌شود. از سوی دیگر در کنار کاهش توان تولیدی سیستم افزایش این دو پارامتر سبب بالارفتن ظرفیت کمپرسورها و در نتیجه بالارفتن توان مصرفی آنها می‌شود. در شکل 7 مشاهده می‌شود، تاثیر این دو مساله سبب افت توان خالص تولیدی در سیستم ترکیبی اشاره شده می‌گردد.



شکل 7- تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر روی توان تولیدی سیستم ترکیبی

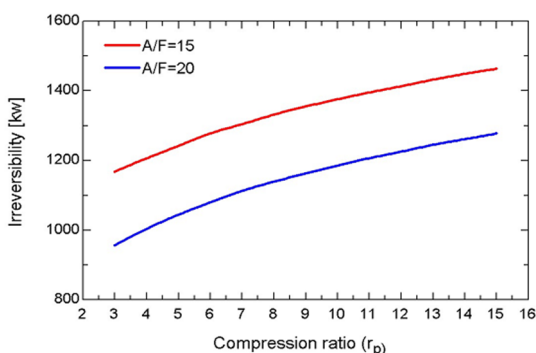
در شکل 8 تاثیر نسبت فشار کمپرسور و نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم بر روی نرخ تولید آنتروپی آن نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، با افزایش فشار کاری سیستم نرخ تولید آنتروپی در آن افزایش چشمگیری خواهد یافت. بنابراین می‌توان اینگونه بیان کرد

شود که با کمترین مقدار در محدوده ماکزیمم دمایی اشاره شده در پیل و توربین قرار گیرد. همانطور که در این دو شکل مشاهده می‌شود نسبت هوا به سوخت حداقل در این سیستم ترکیبی در حدود 15 می‌باشد. در شکل 6 راندمان الکتریکی سیستم ترکیبی در فشارهای کاری مختلف نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، با افزایش فشار کاری کمپرسور و با در نظر گرفتن حداقل نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم، راندمان الکتریکی سیکل کاهش خواهد یافت. کاهش دمای کاری پیل و دمای گازهای ورودی به توربین و همچنین افزایش کار مورد نیاز توسط کمپرسور هوا، سبب کاهش کار خالص تولیدی در سیکل و کاهش راندمان در آن خواهد گردید. در شکل 6 مشاهده می‌شود که با افزایش نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم به دلیل افزایش کار مورد نیاز کمپرسورها و همچنین افت دمایی پیل و دمای گازهای ورودی به توربین، توان خالص تولیدی کم می‌شود و این مساله سبب کاهش راندمان الکتریکی سیستم خواهد یافت. ماکزیمم مقدار راندمان الکتریکی سیستم در نسبت هوا به سوخت 15 حاصل شده و مقدار آن برابر 49 درصد می‌باشد.



شکل 5- تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر روی دمای گازهای ورودی به توربین

در ادامه تاثیر نسبت فشار کمپرسور و نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم بر روی توان خالص تولیدی این نوع از سیستم‌های ترکیبی بررسی می‌شود. همانطور که در شکل‌های 3 و 4 نشان داده شده است، افزایش فشار کاری سیستم و نسبت هوا به سوخت ورودی به آن، سبب افت

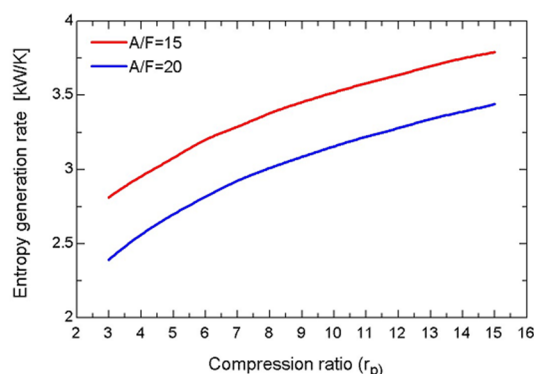


شکل 9- تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر روی نرخ بازگشت ناپذیری در سیستم ترکیبی

بخشی از سوخت ورودی به پیل در محفظه احتراق اصلی سیکل بر روی عملکرد سیستم ترکیبی آورده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، تزریق سوخت به محفظه احتراق سبب افزایش دمای پیل و دمای گازهای ورودی به توربین می‌گردد. این مساله در ادامه سبب افزایش راندمان الکتریکی، اگزرژی و کلی سیستم خواهد شد. از مزایای دیگر این سیستم می‌توان به کاهش آنتروپی تولیدی، افزایش گرمای بازیاب شده، کاهش نرخ بازگشت‌ناپذیری و افزایش توان تولیدی در سیستم ترکیبی اشاره کرد. به طور کلی کم کردن بخش کمی از نرخ جریان سوخت ورودی به پیل و افزودن آن به محفظه احتراق پارامتر مثبتی می‌باشد. در صورتی که بالا بودن مقدار سوخت تزریقی به محفظه احتراق، دمای گازهای ورودی به توربین به شدت بالا رفته و همچنین هوای ورودی به کاتد پیل نیز دارای ناخالصی بیشتری است. این دو مساله به شدت بر روی عملکرد سیستم ترکیبی اثر خواهد گذاشت.

در این بخش اثر نسبت فشار کاری کمپرسور و همچنین نسبت هوا به سوخت ورودی، بر روی قیمت برق تمام شده و همچنین هزینه خرید و نصب سیستم تحلیل شده بررسی می‌شود. در شکل 10 قیمت برق تولیدی سیستم در نسبت های هوا به سوخت مختلف نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش نسبت فشار کاری سیستم قیمت برق تولیدی در آن بالا خواهد رفت. دلیل این مساله بالارفتن ظرفیت کمپرسورها و همچنین کاهش توان تولیدی و راندمان الکتریکی سیستم ترکیبی می‌باشد که این مساله به

که کارکرد سیستم در فشار کاری پایین دارای کمترین نرخ تولید آنتروپی در آن می‌باشد. همانطور که در شکل 8 مشاهده می‌شود، با افزایش نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم نرخ تولید آنتروپی کاهش چشمگیری خواهد داشت.



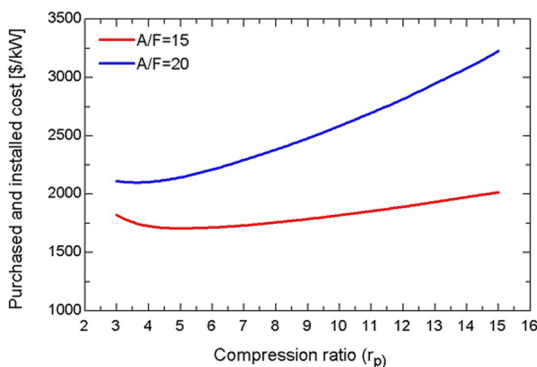
شکل 8- تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر روی آنتروپی تولیدی سیستم ترکیبی

طراحی سیستم‌های تولید توان با کمترین نرخ بازگشت ناپذیری از اهداف مهم طراحان سیستم‌های انرژی می‌باشد. سیستم طراحی شده باید به گونه‌ای باشد که دارای کمترین نرخ اگزرژی تخریب و تلف شده و یا به عبارت دیگر حداقل نرخ بازگشت ناپذیری باشد. در شکل 9 تاثیر نسبت فشار کمپرسور و نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم بر روی نرخ بازگشت‌ناپذیری سیستم ترکیبی نشان داده شده است. همانطور که در این شکل مشاهده می‌شود افزایش نسبت فشار کاری سیستم به دلیل افزایش کار مصرفی توسط کمپرسورها و همچنین پایین آمدن راندمان سیستم، سبب بالارفتن نرخ بازگشت ناپذیری در آن می‌گردد. نتایج مربوط به ناکارآمدی نشان می‌دهد که کارکرد سیستم در فشار کاری پایین و با نسبت هوا به سوخت بیشتر دارای کمترین نرخ بازگشت ناپذیری در این نوع از سیستم‌های ترکیبی می‌باشد. همانطور که در معرفی سیستم ترکیبی بیان شد، تزریق سوخت به محفظه احتراق اصلی سیکل سبب ورودی گازهای حاصل از احتراق به توربین و سپس پیل سوختی خواهد شد. در صورت تزریق زیاد سوخت به دلیل ناخالص بودن هوای ورودی به کاتد پیل، پیش‌بینی می‌شود که این مساله سبب پایین آمدن کارایی سیکل گردد. در جدول 2 تاثیر تزریق

جدول 2- بررسی اثر تزریق بخشی از سوخت ورودی به محفظه احتراق اصلی در نسبت فشار 3/255

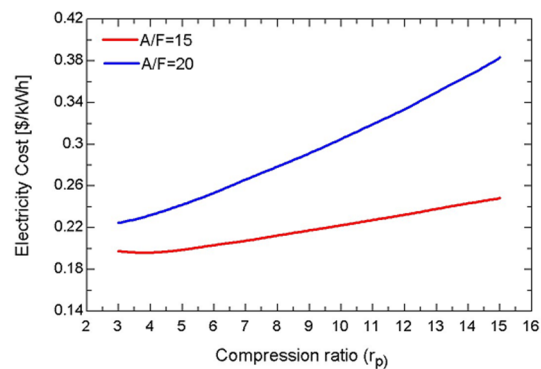
مقادیر					پارامتر
150	150	150	150	150	نرخ جریان هوا در سیکل (kmol/h)
9	9/25	9/5	9/75	10	نرخ جریان سوخت اصلی در پیل سوختی (kmol/h)
1	0/75	0/5	0/25	0	نرخ جریان سوخت تزریقی به محفظه احتراق (kmol/h)
1003	979	957	939	923	دمای سل ($^{\circ}\text{C}$)
1244	1197	1151	1109	1067	دمای ورودی به توربین ($^{\circ}\text{C}$)
48/92	48/66	48/16	47/61	46/98	راندمان الکتریکی سیستم (%)
48/61	48/32	47/81	47/26	46/64	راندمان آگزروی سیستم (%)
68/33	67/7	66/86	66/07	65/24	راندمان کلی سیستم (%)
2/781	2/806	2/85	2/897	2/949	نرخ آنتروپی تولیدی (kW/K)
872/7	868/9	866/6	865/8	866	نرخ آگزروی تخریب شده (kW)
288/4	298/6	312/5	325/6	339/4	نرخ آگزروی تلف شده (kW)
1058	1052	1041	1029	1016	نرخ توان تولیدی سیستم (kW)
419/6	411/6	404/4	399/1	394/6	نرخ گرمای بازیاب شده (kW)
1161/1	1167/5	1179/1	1191/4	1205/4	نرخ بازگشت ناپذیری کلی (kW)

نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم این افزایش قیمت با شیب بیشتری بالا خواهد رفت. همانطور که نتایج نشان می‌دهد در نسبت هوا به سوخت 15 با افزایش نسبت فشار کاری، هزینه‌های مربوطه تا فشار 5 تا 6 بار کاهش و سپس با افزایش فشار کاری با شیب ملایمی سیر صعودی خواهد داشت. نتایج بیانگر این است که انتخاب نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم باید متناسب با فشار کاری آن باشد.



شکل 11- تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر روی هزینه خرید و نصب سیستم ترکیبی

در شکل 12 و 13 اثر همزمان نسبت فشار کاری سیستم بر روی قیمت برق تولیدی، راندمان و توان تولیدی سیستم ترکیبی نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، با افزایش نسبت فشار کمپرسور قیمت برق تولیدی افزایش

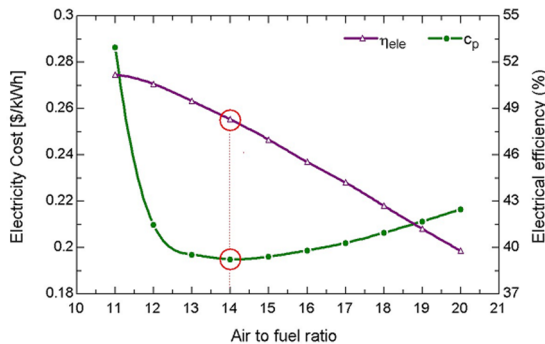


شکل 10- تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر روی قیمت برق تولیدی سیستم ترکیبی

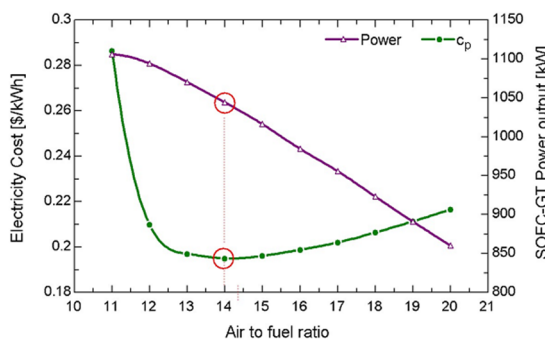
شدت بر روی قیمت تجهیزات و سایر هزینه‌های مرتبط با آن موثر است. از سوی دیگر با کاهش نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم قیمت برق تولیدی آن کاهش می‌یابد. دلیل این مساله نیز بالا رفتن شدید دمای کاری پیل و دمای گازهای ورودی به توربین می‌باشد. افزایش این دو دما به شدت بر روی قیمت تجهیزات موثر بوده و هزینه‌های تولید برق را افزایش می‌دهد.

در شکل 11 نیز هزینه خرید، نصب و راه‌اندازی یک واحد تولید توان ترکیبی در شرایط مختلف کاری نشان داده شده است. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که با افزایش نسبت فشار کمپرسور این هزینه‌ها اغلب افزایش می‌یابد. با افزایش

افزایش قیمت برق تولیدی در نسبت فشارهای پایین، دمای بالای پیل سوختی و گازهای ورودی به توربین می‌باشد. از سوی دیگر دلیل افزایش قیمت برق در نسبت فشارهای بالا نیز ظرفیت زیاد تجهیزات به کار رفته در سیستم هیبریدی می‌باشد. مساله مهم دیگر در این دو شکل کاهش شدید راندمان و توان تولیدی سیستم با افزایش نسبت فشار کاری سیستم می‌باشد. بررسی نتایج این دو شکل نشان می‌دهد که سیستم ترکیبی پیشنهادی در نسبت هوا به سوخت 14، دارای راندمان و توان تولیدی بالا بوده و قیمت برق تولیدی آن نیز پایین است. در نسبت هوا به سوخت 14 و فشار کاری 4 بار راندمان الکتریکی سیستم در حدود 48 درصد و قیمت برق تولیدی آن 19/5 سنت برآورد می‌شود.



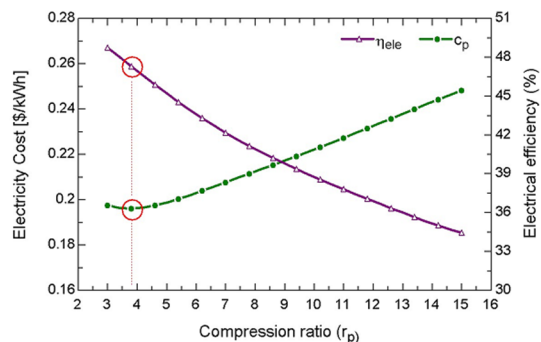
شکل 14- تاثیر نسبت هوا به سوخت ورودی بر روی راندمان و قیمت برق تولیدی سیستم ترکیبی



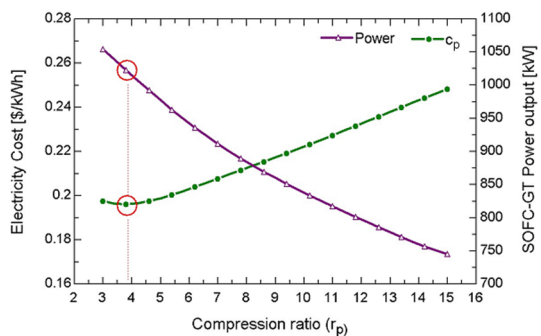
شکل 15- تاثیر نسبت هوا به سوخت ورودی بر روی توان و قیمت برق تولیدی سیستم ترکیبی

با توجه به نتایج فوق می‌توان اینگونه نتیجه گرفت که برای دستیابی به یک حالت بهینه اقتصادی باید برای یک نسبت هوا به سوخت معین فشار کاری متناظر با آن در نظر

راندمان الکتریکی و توان تولیدی آن کاهش خواهد یافت. بررسی نتایج این دو شکل نشان می‌دهد که در سیستم ترکیبی پیشنهادی در فشار کاری 4 بار دارای راندمان و توان تولیدی بالا بوده و قیمت برق تولیدی آن نیز پایین است. در این دو شکل نسبت هوا به سوخت ورودی 15 در نظر گرفته شده است. در نسبت هوا به سوخت 15 و فشار کاری 4 بار، راندمان الکتریکی سیستم در حدود 47 درصد و قیمت برق تولیدی آن 19/5 سنت برآورد می‌شود.



شکل 12- تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر روی راندمان و قیمت برق تولیدی سیستم ترکیبی



شکل 13- تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر روی توان و قیمت برق تولیدی سیستم ترکیبی

پس از تعیین محدوده فشار کاری بهینه در ادامه نسبت هوا به سوخت مناسب برای سیستم نیز برآورد می‌شود. در شکل‌های 14 و 15 نیز اثر نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم بر روی قیمت برق تولیدی آن بررسی خواهد شد. در این دو شکل فشار کاری سیستم در حدود 4 بار می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش نسبت هوا به سوخت، قیمت برق تولیدی ابتدا کاهش و سپس افزایش خواهد داشت. دلیل

نتایج ترموآکونومیکی نیز می‌توان اینگونه بیان کرد که قیمت برق تولیدی بر اساس مدل ساده لازارتو در حدود 12/2 سنت و بر اساس مدل اقتصادی کامل TRR در حدود 19/5 سنت می‌باشد. هزینه خرید و نصب سیستم ترکیبی نیز در حدود 1798 دلار بر کیلووات است.

جدول 4- مقایسه نتایج عملکردی دو سیستم تحت فشار و

اتمسفریک در یک حالت بهینه		
سیستم	سیستم تحت فشار [23]	پارامتر
49/3	51/44	راندمان الکتریکی سیستم
48/89	50/38	راندمان انرژی سیستم
67/74	64/22	راندمان کلی سیستم
1156	960/7	نرخ توان تولیدی سیستم (kW)
432/4	238/7	نرخ گرمای بازیاب شده (kW)
1252/5	968/8	نرخ بازگشت ناپذیری کلی (kW)
0/1954	0/1856	قیمت برق (\$/kWh)
0/1222	0/1167	قیمت برق بر اساس مدل ساده (\$/kWh)
1798	1692	هزینه خرید و نصب (\$/kW)

در جدول 4 مقایسه‌ای بین نتایج سیستم هیبریدی تحت فشار و اتمسفریک صورت گرفته است. همانطور که در بخش مقدمه به آن اشاره شد، در سیستم‌های تحت فشار پیل سوختی بین کمپرسور و توربین قرار گرفته و فشار کاری آن بالا می‌باشد. همانطور که در این جدول مشاهده می‌شود سیستم تحت فشار دارای راندمان الکتریکی و انرژی بالاتری نسبت به سیستم اتمسفریک می‌باشد ولی سیستم اتمسفریک دارای راندمان کلی بالاتری است. مقایسه نتایج نشان می‌دهد که سیستم تحت اتمسفریک نرخ توان تولیدی و گرمای بازیاب شده بالاتری نسبت به سیستم تحت فشار داراست. از سوی دیگر این سیستم به دلیل مصرف سوخت بیشتر، نرخ بازگشت ناپذیری بیشتری نسبت به سیستم تحت فشار دارد. مقایسه نتایج نشان می‌دهد که قیمت برق تولیدی و هزینه خرید و نصب سیستم اتمسفری در مقایسه با سیستم تحت فشار بیشتر است. نتایج نشان می‌دهد که سیستم هیبریدی اتمسفریک نسبت به سیستم تحت فشار کارایی پایین‌تری

گرفته شود. نتایج مربوط به حالت بهینه یک سیستم ترکیبی مستقیم با پیل اتمسفری در جدول 3 ارائه شده است. همانطور که در این جدول مشاهده می‌شود، دمای کاری پیل در حداکثر مقدار مجاز کاری آن می‌باشد.

جدول 3- نتایج عملکردی سیستم ترکیبی در یک حالت

بهینه	
پارامتر	مقدار
نرخ جریان هوا در سیکل (kmol/h)	150
نرخ جریان سوخت اصلی در سیکل (kmol/h)	10/85
نرخ جریان سوخت تزریقی در سیکل (kmol/h)	0
نسبت فشار کمپرسور سیکل (bar)	3/255
دمای سل (°C)	1000
دمای ورودی به توربین (°C)	1155
راندمان الکتریکی سیستم (%)	49/3
راندمان انرژی سیستم (%)	48/89
راندمان کلی سیستم (%)	67/74
نرخ توان تولیدی پیل سوختی (kW)	1044
نرخ توان تولیدی توربین (kW)	294/4
نرخ توان تولیدی سیستم (kW)	1156
نرخ انرژی تولیدی (kW/K)	2/998
نرخ انرژی تولیدی (kW)	917/4
نرخ انرژی تلف شده (kW)	335/1
نرخ گرمای بازیاب شده (kW)	432/4
نرخ بازگشت ناپذیری کلی (kW)	1252/5
میزان آلاینده‌ها (kmol/h)	10/68
هزینه خرید تجهیزات (\$)	1424000
هزینه تجهیز و نگهداری در یک سال (\$)	832178
قیمت برق (\$/kWh)	0/1954
قیمت برق بر اساس مدل ساده (\$/kWh)	0/1222
قیمت برق در سال اول (\$/kWh)	0/1933
هزینه خرید و نصب (\$/kW)	1798

همانطور که در جدول 3 مشاهده می‌شود، بازده کلی سیستم در حدود 67 درصد و بازده الکتریکی آن در حدود 49 درصد است. نتایج بدست آمده گویای این است که نزدیک به 90 درصد توان سیستم ترکیبی توسط پیل سوختی تامین می‌گردد. مشکل این نوع از سیستم‌های ترکیبی دمای پایین گازهای ورودی به توربین می‌باشد که بوسیله حداکثر دمای کاری پیل محدود می‌گردد. در خصوص

- با کاهش نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم به دلیل بالا رفتن شدید دمای کاری پیل و دمای گازهای ورودی به توربین و در نتیجه افزایش قیمت تجهیزات، قیمت برق تولیدی در سیستم کاهش می‌یابد.

- در خصوص نتایج ترموکانومیکی نیز می‌توان اینگونه بیان کرد که قیمت برق تولیدی بر اساس مدل ساده لازارتو در حدود 12/2 سنت و بر اساس مدل اقتصادی کامل TRR در حدود 19/5 سنت می‌باشد. هزینه خرید و نصب سیستم ترکیبی نیز در حدود 1798 دلار بر کیلووات است.

- نتایج نشان می‌دهد که سیستم هیبریدی اتمسفریک نسبت به سیستم تحت فشار کارایی پایین‌تری دارد ولی استفاده از نوع اتمسفریک به تناسب چالشهای کمتری در طراحی و کنترل سیستم ایجاد می‌کند.

مراجع

- [1] Williams MC (2002) Fuel cell handbook. US Department of Energy, Virginia.
- [2] Bove R, Ubertini S (2008) Modeling solid oxide fuel cells, methods, procedures and techniques. Springer, Netherlands Publisher.
- [3] Gillette F (2006) CHP Case Studies-Saving Money and Increasing Security. Capstone Turbine Corporation.
- [4] www.Capstoneturbine.com.
- [5] پیرکندی ج، قاسمی م، حامدی م ح (1389) معرفی سیستم‌های هیبریدی توربین‌گاز و پیل سوختی اکسیدجامد جهت تامین انرژی. مجله علمی ترویجی مهندسی مکانیک 22-14:(74)19.
- [6] Massardo AF, Magistri L (2003) Internal reforming solid oxide fuel cell gas turbine combined cycles (IRSOFC-GT)-Part II: Exergy and thermo-economic analyses. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 125: 67-74.
- [7] Noren DA (2007) Thermo-economic simulation of solid oxide fuel cell/gas turbine hybrid systems for distributed tri-generation. Ph.D Thesis, University of California, Davis.
- [8] Arsalis A (2007) Thermo economic modeling and parametric study of hybrid solid oxide fuel cell – gas turbine – steam turbine power plants ranging from 1.5 MWe to 10 MWe. M.Sc. thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University.
- [9] Arsalis A (2008) 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 181: 313-326.
- [10] Franzoni A, Magistri L, Traverso A, Massardo AF (2008) Thermo-economic analysis of pressurized

دارد ولی استفاده از نوع اتمسفریک به تناسب چالشهای کمتری در طراحی و کنترل سیستم ایجاد می‌کند. این نوع سیستم‌ها با نگره داشتن پیل سوختی در فشار اتمسفر خطرپذیری بسیار کمتری را ایجاد می‌کنند.

8- نتیجه گیری

با توجه به مطالب ارائه شده در این مقاله می‌توان موارد زیر را به عنوان جمع بندی بحث ارائه نمود:

- با افزایش نسبت فشار کاری سیستم دمای کاری پیل سوختی و دمای گازهای ورودی به توربین در تمامی نسبت‌های هوا به سوخت مختلف کاهش می‌یابد. میزان افت دما در نسبت فشارهای پایین بالا بوده و با افزایش فشار کاری سیستم میزان افت کاهش می‌یابد.

- در سیستم‌های ترکیبی میکروتوربین‌گازی با پیل سوختی اکسید جامد اتمسفری افزایش نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم به دلیل اثرات خنک‌کنندگی سبب کاهش دمای کاری پیل و دمای گازهای ورودی به توربین می‌گردد. برای جلوگیری از افزایش و یا کاهش دمای کاری پیل، باید نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم در محدوده 15 تا 20 در نظر گرفته شود.

- با افزایش فشار کاری کمپرسور و با در نظر گرفتن حداقل نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم، راندمان الکتریکی و توان تولیدی در سیستم ترکیبی کاهش خواهد یافت. ماکزیمم مقدار راندمان الکتریکی سیستم در نسبت هوا به سوخت 15 حاصل شده و مقدار آن برابر 49 درصد می‌باشد.

- با افزایش نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم به دلیل افزایش کار مورد نیاز کمپرسورها و همچنین افت دمایی پیل و دمای گازهای ورودی به توربین، توان خالص تولیدی کم می‌شود و این مساله سبب کاهش راندمان الکتریکی سیستم خواهد یافت.

- کارکرد سیستم در فشار کاری پایین و با نسبت هوا به سوخت بیشتر دارای کمترین نرخ بازگشت ناپذیری در این نوع از سیستم‌های ترکیبی می‌باشد.

- با افزایش نسبت فشار کاری سیستم به دلیل بالا رفتن ظرفیت کمپرسورها و همچنین کاهش توان تولیدی و راندمان الکتریکی سیستم ترکیبی، قیمت برق تولیدی در آن افزایش خواهد یافت.

- through exergy. *Journal of Thermochemica Acta* 480: 1–9.
- [18] Akkaya AV (2007) Electrochemical Model for Performance Analysis of a Tubular SOFC. *International Journal of Energy Research* 31: 79–98.
- [19] پیرکندی ج، قاسمی م، حامدی م ح (1390) تحلیل عملکرد ترمودینامیکی یک چرخه هیبریدی پیل سوختی اکسید جامد و میکروتوربین گازی در یک سیستم تولید همزمان. نشریه علمی-پژوهشی سوخت و احتراق 4(2): 67-89.
- [20] قنبری باورصاد پ (1385) مدل سازی و بررسی عملکرد سیستم هیبرید پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز از دیدگاه انرژی و اگزرژی. پایان نامه کارشناسی ارشد، تهران، دانشگاه صنعتی شریف.
- [21] Kotas TJ (1995) The exergy method of thermal plant analysis. Krieger Publishing Company, Florida.
- [22] Ciesar JA (2001) Hybrid Systems Development by The Siemens Westinghouse Power Corporation. Presented by Siemens Westinghouse Power Corporation, Natural Gas/Renewable Energy Hybrids Workshop.
- [23] پیرکندی ج، قاسمی م (1392) مدل سازی و آنالیز ترموآکونومیکی یک نیروگاه سیکل ترکیبی پیل سوختی و میکروتوربین گازی. نشریه علمی-پژوهشی مهندسی مکانیک مدرس 13(15): 207-222.
- hybrid SOFC systems with CO₂ separation. *Energy* 33: 311–320.
- [11] Santin M, Traverso A, Magistri L, Massardo A (2010) Thermo-economic analysis of SOFC-GT hybrid systems fed by liquid fuels. *Journal of Energy* 35: 1077–1083.
- [12] Cheddie DF, Murray R (2010) Thermo-economic modeling of a solid oxide fuel cell/gas turbine power plant with semi-direct coupling and anode recycling. *International Journal of Hydrogen Energy* 35: 11208–11215.
- [13] Cheddie DF, Murray R (2010) Thermo-economic modeling of an indirectly coupled solid oxide fuel cell/gas turbine hybrid power plant. *Journal of Power Sources* 195: 8134–8140.
- [14] Cheddie DF (2011) Thermo - economic optimization of an indirectly coupled solid oxide fuel cell/gas turbine hybrid power plant. *International Journal of Hydrogen Energy* 36: 1702–1709.
- [15] Shirazi A, Aminyavari M, Najafi B, Rinaldi F, Razaghi M (2012) 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* 37: 19111–19124.
- [16] Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M (1996) Thermal design and optimization. John Wiley & Sons.
- [17] Haseli Y, Dincer I, Naterer GF (2008) Thermodynamic analysis of a combined gas turbine power system with a solid oxide fuel cell