



مدل سازی و آنالیز ترمو اکونومیکی یک نیروگاه سیکل ترکیبی پیل سوختی و میکروتوربین گازی

جاماسب پیرکندی^{۱*}، مجید قاسمی^۲

۱- استادیار، مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران

۲- استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

* تهران، صندوق پستی ۱۷۷۴-۱۵۸۷۵، j_pirkandi@dena.kntu.ac.ir

چکیده- هدف این تحقیق تحلیل ترمو اکونومیکی یک سیکل هیبرید پیل سوختی اکسید جامد و میکروتوربین گاز جهت کاربرد در یک نیروگاه تولید همزمان مقیاس کوچک می باشد. با توجه به این که پیل سوختی منبع اصلی تولید توان در این نوع از سیستم های هیبریدی می باشد، در این تحقیق برای دستیابی به نتایج دقیق تر محاسبات کامل الکتروشیمیایی، حرارتی و ترمودینامیکی در پیل سوختی انجام شده و بر خلاف بیشتر تحقیقات انجام شده دمای پیل ثابت فرض نشده است. بررسی عملکرد سیستم هیبریدی نشان می دهد که افزایش فشار کاری سیستم و نسبت هوا به سوخت ورودی به آن به دلیل کاهش دمای پیل و در نتیجه دمای گازهای ورودی به توربین، سبب افت راندمان الکتریکی و همچنین افزایش قیمت برق تولیدی در آن می شود. نتایج دیگر این تحقیق نشان می دهد که با در نظر گرفتن عمر اقتصادی سیستم، استفاده از این نوع سیستم های هیبریدی در مقایسه با یک میکروتوربین گازی از لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه بوده و قیمت برق تولیدی آن کمتر می باشد.

کلیدواژگان: نیروگاه، پیل سوختی اکسید جامد، آنالیز ترمو اکونومیکی، مدل اقتصادی نیازمندی درآمدی کل، قیمت برق.

Thermo-economic modeling and analysis of a combined fuel cell and micro gas turbine power plant cycle

J. Pirkandi^{1*}, M. Ghassemi²

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

2- Prof. of Mech. Eng., K.N. Toosi Univ. of Tech., Tehran, Iran

* P.O.B. 15875-1774 Tehran, Iran. j_pirkandi@dena.kntu.ac.ir

Abstract- The purpose of this study is thermo-economic analysis of a combined fuel cell and micro gas turbine power plant cycle for using in small scale CHP systems. Since the fuel cell is the main source of power generation in hybrid systems, in this study, complete electrochemical, thermal and thermodynamic calculations are performed to obtain more accurate results; and unlike most studies, the cell temperature is not assumed constant. The performance analysis of the hybrid system shows that increasing the pressure and air to fuel ratio, causes to loss of electrical efficiency and increase in the electricity price because of reduction in cell and turbine inlet gas temperatures. The other results of this study show that considering the economic life of the system, making use of this type of hybrid systems is economical and generates less electricity price in comparison with micro gas turbine.

Keywords: Power Plant, Solid Oxide Fuel Cell, Thermo-Economic Analysis, Total Revenue Requirements, Electricity Price.

۱- مقدمه

انرژی محسوب می شوند که در میان آنها پیل سوختی اکسید جامد به خاطر بازدهی بالا، عدم آلاینده گی محیط زیست، تولید

پیل های سوختی امروزه به عنوان یک فناوری جدید در تولید

سیکل هیبریدی پیل سوختی اکسید جامد و میکروتوربین گازی جهت کاربرد در سیستم‌های تولید همزمان با مقیاس کوچک می‌باشد. در این مقاله ابتدا یک سیستم هیبریدی همراه با تجهیزات جانبی آن در نظر گرفته شده و سپس برای تمام اجزای سیکل مورد نظر یک تحلیل ترمودینامیکی و ترمواکونومیکی انجام شده است. در ادامه، ضمن مطالعه پارامتری سیستم هیبریدی مورد اشاره نتایج بدست آمده از آن با یک سیکل ساده میکروتوربین گازی با بازیاب مقایسه شده است. نکته مهم در تحلیل‌های ترمواکونومیکی انجام شده در این پژوهش، استفاده از دو مدل اقتصادی ساده و نیازمندی درآمدی کل (TRR)^۱ جهت محاسبه قیمت برق تولیدی و سایر هزینه‌های مرتبط می‌باشد [۲۶]. از سوی دیگر با توجه به اهمیت نقش دمای کاری پیل در عملکرد آن، در این مقاله برخلاف تحقیقات قبلی دمای پیل ثابت فرض نشده و مقدار آن در شرایط مختلف کاری سیستم محاسبه شده است.

۲- سیستم‌های هیبریدی

ترکیب پیل سوختی اکسید جامد با یک میکروتوربین گازی سیستم هیبریدی جدیدی می‌باشد که امروزه برای تأمین مستقل انرژی در قالب سیستم‌های تولید همزمان مورد توجه قرار گرفته است. بطور کلی سیکل توربین گاز را می‌توان به دو روش مستقیم^۲ و غیرمستقیم^۳ با یک پیل سوختی اکسید جامد ترکیب نمود [۱]. پیل سوختی به کار رفته در این نوع از سیستم‌های هیبریدی، اغلب تحت فشار معینی قرار می‌گیرد. تحت فشار قرار گرفتن پیل توان خروجی از آن را افزایش می‌دهد، اما به تناسب، چالش‌های بیشتری در طراحی و کنترل سیستم هیبریدی ایجاد می‌کند. در این روش باید از اختلاف فشار شدید بین جریان دو سمت آند و کاتد پیل سوختی که سبب شکستن بدنه آن می‌گردد، اجتناب کرد. همچنین به دلیل فشار بالای ایجاد شده در پیل سوختی، بدنه آن نیاز به درزگیری‌های قابل اعتمادی دارد. در این سیستم سوخت و اکساینده‌ای که در پیل واکنش نداده‌اند، در دمای بالایی از پیل خارج شده و در یک پس‌سوز یا محفظه احتراق ثانویه سوخته و انرژی گرمایی لازم برای توربین‌گاز را فراهم می‌آورند [۱].

همزمان الکتریسیته و حرارت، قابلیت استفاده از سوخت‌های متنوع از جمله هیدروژن و قابلیت ترکیب با سیستم‌های تولید توان دیگر بیشتر مورد توجه قرار گرفته است. قابلیت پیل‌های سوختی اکسید جامد در ترکیب با سیستم‌های تولید توان مختلف، به مد نظر قرار گرفتن سیستم‌های هیبریدی حاصل به عنوان منابع تولید انرژی جدید منجر شده است [۱]. ترکیب پیل سوختی اکسید جامد با میکروتوربین‌های گازی سیستم هیبریدی جدیدی (SOFC-MGT) است که امروزه در تأمین مستقل انرژی در قالب سیستم‌های تولید همزمان مورد توجه قرار گرفته است. این نوع از سیستم هیبریدی به‌خاطر افزایش بازده، کنترل توان تولیدی، بازیابی حرارت و همچنین قابلیت تولید توان در ظرفیت‌های مختلف مورد توجه پژوهشگران زیادی قرار گرفته‌اند [۲-۸].

با توجه به اهمیت موضوع این نوع از سیستم‌های هیبریدی در سالهای اخیر پژوهشگران متعددی بر روی این موضوع کار کرده‌اند. پالسون و سلیموویچ [۱۰،۹]، چان و همکاران [۱۱]، کوچونتارا و همکاران [۱۲]، اوچی و همکاران [۱۳]، یانگ و همکاران [۱۴]، باورصاد [۱۶،۱۵]، مطهر و عالم رجبی [۱۸،۱۷]، دینسر و همکاران [۱۹] و ولکان و همکاران [۲۰] تحقیقات بسیار ارزشمندی در زمینه سیستم‌های هیبریدی انجام دادند. آنها در تحقیقات خود از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک و همچنین بحث انرژی سیستم‌های هیبریدی را مورد مطالعه قرار داده بودند. نتایج آنها نشان می‌داد که استفاده از سیستم‌های هیبریدی باعث افزایش توان تولیدی و راندمان سیستم و همچنین کاهش نرخ انرژی تخریب و تلف شده در آن می‌شد.

بررسی مقالات انجام شده در این زمینه نشان می‌دهد که تحلیل‌های ترمواکونومیکی و اقتصادی کمتر مورد توجه پژوهشگران بوده و سیستم‌های هیبریدی بیشتر از نظر ترمودینامیکی و انرژی مورد بررسی قرار گرفته بودند. از تحقیقات انجام شده در زمینه ترمواکونومیکی می‌توان به تحقیقات آرسالیس [۲۱]، سانتین و همکاران [۲۲] و چده و مورای [۲۳-۲۵] اشاره کرد. آنها در تحقیقات خود از مدل اقتصادی ساده جهت مشخص کردن قیمت برق تولیدی استفاده کرده بودند.

هدف از ارائه این مقاله معرفی و تحلیل ترمواکونومیکی یک

1. Total Revenue Requirements (TRR)

2. D-SOFC-GT

3. IND-SOFC-GT

میکروتوربین گازی می توان برای تأمین بار الکتریکی مورد نیاز و تأمین توان لازم برای تجهیزات جانبی (مانند کمپرسورهای هوا و سوخت و پمپ آب) بهره برد. گرمای به دست آمده از بازیاب سوم نیز می تواند بار حرارتی مورد نیاز را تأمین نماید.

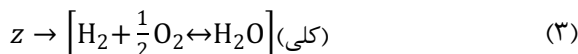
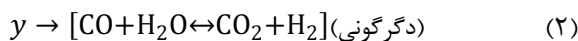
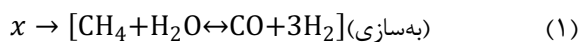
۳- روابط حاکم بر مسأله

۳-۱- پیل سوختی

با توجه به این که بیشترین سهم توان تولیدی در سیستم های هیبریدی مربوط به پیل سوختی می باشد، روابط به کار رفته در پیل بطور کامل و در سه بخش مجزا آورده شده است.

۳-۱-۱- محاسبات به سازی (ریفرورمینگ)

به دلیل دمای عملیاتی بالا در پیل های سوختی اکسید جامد، امکان تولید سوخت مورد نیاز پیل از هیدروکربن هایی مانند گاز طبیعی در داخل پیل وجود دارد. در این مقاله از پیل سوختی با به سازی داخلی مستقیم استفاده شده که در آن از حرارت آزاد شده طی واکنش الکتروشیمیایی الکترودها جهت انجام واکنش گرماگیر به سازی استفاده می شود. واکنش های انجام یافته در این فرایند به صورت روابط (۱-۳) می باشند [۱۱].

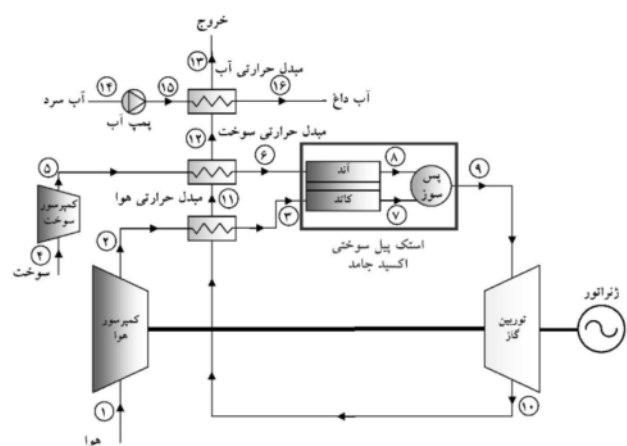


طبق واکنش های به سازی، گاز طبیعی متان در داخل پیل-سوختی به هیدروژن تبدیل شده و سپس طبق رابطه (۳) در واکنش الکتروشیمیایی پیل شرکت خواهد کرد. با موازنه جرمی گازهای مختلف در تعادل، طبق روابط (۴) نرخ مولی گازهای خروجی از پیل بدست خواهد آمد:

$$\begin{aligned} \dot{n}_{\text{CH}_4}^{\text{out}} &= \dot{n}_{\text{CH}_4}^{\text{in}} - x \\ \dot{n}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{out}} &= \dot{n}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{in}} - x - y + z \\ \dot{n}_{\text{H}_2}^{\text{out}} &= \dot{n}_{\text{H}_2}^{\text{in}} + 3x + y - z \\ \dot{n}_{\text{CO}}^{\text{out}} &= \dot{n}_{\text{CO}}^{\text{in}} + x - y \\ \dot{n}_{\text{CO}_2}^{\text{out}} &= \dot{n}_{\text{CO}_2}^{\text{in}} + y \\ \dot{n}_{\text{tot}}^{\text{out}} &= \dot{n}_{\text{tot}}^{\text{in}} + 2x \end{aligned} \quad (4)$$

در روابط فوق x ، y و z به ترتیب نرخ مولی پیشرفت واکنش های به سازی، دگرگونی^۲ و واکنش کلی پیل می باشد. با

شماتیک سیستم هیبریدی که در این تحقیق مورد مطالعه قرار گرفته در شکل ۱ نشان داده شده است. سوخت به کار رفته در این سیستم گاز طبیعی با ترکیب ۹۷٪ متان، ۱/۵٪ دی اکسید-کربن و ۱/۵٪ نیتروژن بوده و ترکیب هوای به کار رفته نیز شامل ۲۱٪ اکسیژن و ۷۹٪ نیتروژن در نظر گرفته شده است. هوا و گاز طبیعی به کار رفته در سیستم ابتدا به وسیله کمپرسورهای متراکم شده و در ادامه مسیر با عبور از دو بازیاب هوا و سوخت، گرم شده و وارد پیل می شوند. گاز طبیعی پس از ورود به پیل سوختی در بخش آند به سازی^۱ شده و هیدروژن خالص از آن بوجود می آید. هیدروژن بدست آمده از گاز طبیعی با اکسیژن موجود در هوا واکنش می دهد. واکنش هیدروژن با اکسیژن در پیل توان الکتریکی قابل ملاحظه ای ایجاد می کند که باعث افزایش راندمان سیستم هیبریدی می شود. در ادامه گازهای خروجی از پیل سوختی که در واکنش به سازی به کار نیامدند وارد محفظه پس سوز شده و با هم واکنش می دهند. محصولات خروجی از محفظه پس سوز در ادامه وارد توربین گاز شده و در اثر انبساط کار مکانیکی تولید می کنند. در نهایت گازهای داغ پس از خروج از توربین و در ادامه مسیر خود وارد سه بازیاب می شوند. دو بازیاب اول جهت پیش گرم کردن هوا و سوخت ورودی به پیل به کار رفته و از بازیاب سوم برای تولید آب گرم در محدوده دمایی ۲۵ الی ۹۰ درجه سلسیوس استفاده می شود.



شکل ۱ ترکیب بندی سیستم هیبریدی مستقیم

از انرژی الکتریکی تولید شده در پیل سوختی و

1. Reforming

2. Shifting

$$U_f = \frac{\dot{n}_{H_2,in} - \dot{n}_{H_2,out}}{\dot{n}_{H_2,in}} \quad (12)$$

با محاسبه دستگاه معادلات غیر خطی متشکل از معادلات (۹)، (۱۰) و (۱۱) می توان مقدار و ترکیب گازهای خروجی از پیل را معین کرد.

۳-۱-۲- محاسبات الکتروشیمیایی

حل کلی معادلات بقای جرم و انرژی پیل سوختی نیاز به ارزیابی ولتاژ و جریان تولید شده در آن دارد. ولتاژ برگشت پذیر پیل سوختی توسط معادله نرنست^۱ و مطابق رابطه (۱۳) تعریف می شود [۱۱].

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

در رابطه فوق E° ولتاژ پیل در شرایط استاندارد، R_u ثابت عمومی گازها، T دمای استک (توده) 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 افت های مربوط به پیل که شامل افت ولتاژ ناحیه فعال سازی (V_{act})، افت ولتاژ ناحیه اهمیک (V_{ohm}) و افت ولتاژ ناحیه غلظت (V_{conc}) می باشند، محاسبه شده و در نهایت از رابطه (۱۴) مقدار ولتاژ واقعی آن (V_{cell}) بدست آید [۲۸، ۲۷].

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

مقدار افت مربوط به فعال سازی شامل افت های مربوط به راه اندازی پیل و همچنین غلبه بر واکنش های الکتروشیمیایی می باشد. مقدار این افت برابر مجموع افت ولتاژهای فعال سازی در آند و کاتد پیل بوده و با ساده سازی رابطه باتلر ولمر^۲ طبق روابط (۱۵) و (۱۶) بدست خواهد آمد [۲۸، ۲۷].

$$V_{act} = V_{act,an} + V_{act,ca} \quad (15)$$

$$V_{act} = \frac{2R_u T}{n_e F} \sinh^{-1} \left(\frac{i}{2i_0} \right) \quad (16)$$

در رابطه (۱۶) i و i_0 به ترتیب برابر چگالی جریان و چگالی جریان تبدیلی می باشند. مقدار چگالی جریان تبدیلی برای آند و کاتد در یک پیل سوختی اکسید جامد از دو رابطه نیمه تجربی بدست می آید [۲۸، ۲۷].

توجه به معادلات فوق، فشار جزئی گازهای خروجی از آند و کاتد با استفاده از رابطه (۵) حاصل خواهد شد:

$$P_i = \frac{\dot{n}_i}{\dot{n}_{tot}} P_{tot} \quad (5)$$

برای دو واکنش تعادلی به سازی و دگرگونی ثابت های تعادل به صورت روابط (۶-۸) تعریف می شوند.

$$K_{p,r} = \frac{P_{H_2}^3 \times P_{CO}}{P_{CH_4} \times P_{H_2O}} \quad (6)$$

$$K_{p,s} = \frac{P_{CO_2} \times P_{H_2}}{P_{CO} \times P_{H_2O}} \quad (7)$$

$$\log K_p = AT^4 + BT^3 + CT^2 + DT + E \quad (8)$$

در رابطه (۸) A, B, C, D و E ثابت های تجربی بوده و مقادیر آنها در جدول ۱ آورده شده است [۱۱].

جدول ۱ ثابت های تجربی واکنش های به سازی و دگرگونی [۱۱]

دگرگونی	به سازی	
A	$5/47301 \times 10^{-12}$	$-2/63121 \times 10^{-11}$
B	$-2/57479 \times 10^{-8}$	$1/24065 \times 10^{-7}$
C	$4/63742 \times 10^{-5}$	$-2/25232 \times 10^{-4}$
D	$-3/91500 \times 10^{-2}$	$1/95028 \times 10^{-1}$
E	$1/32097 \times 10^1$	$-6/61395 \times 10^1$

با توجه به روابط (۴) الی (۸) و همچنین با توجه به واکنش الکتروشیمیایی پیل روابط (۹-۱۱) حاصل خواهد شد.

$$K_{p,r} = \frac{([\dot{n}_{H_2}]^{in} + 3x + y - z)^3}{([\dot{n}_{H_2O}]^{in} - x - y + z)} \times \frac{([\dot{n}_{CO}]^{in} + x - y)}{([\dot{n}_{CH_4}]^{in} - x)} \times \frac{P_{cell}^2}{([\dot{n}_{tot}]^{in} + 2x)^2} \quad (9)$$

$$K_{p,s} = \frac{([\dot{n}_{H_2}]^{in} + 3x + y - z)}{([\dot{n}_{H_2O}]^{in} - x - y + z)} \times \frac{([\dot{n}_{CO_2}]^{in} + y)}{([\dot{n}_{CO}]^{in} + x - y)} \quad (10)$$

$$U_f = \frac{z}{3x + y} \rightarrow z = U_f(3x + y) \quad (11)$$

در رابطه (۱۱)، U_f ضریب مصرف سوخت بوده و به صورت نسبت هیدروژن واکنش داده در آند به هیدروژن تولیدی در آن تعریف می شود [۱۱].

1. Nernst

2. Butler-Volmer

دمايي موجود در پيل را در نظر گرفت. با توجه به اينکه واکنش به سازی گرماگیر بوده و واکنش های دگرگونی و الکتروشیمیایی پیل گرمازا می باشند، لذا کل انتقال حرارت خالص پیل سوختی اکسید جامد از اختلاف مقادیر گرمایی سه واکنش فوق بدست خواهد آمد. مقدار گرمای حاصل از واکنش های به سازی، دگرگونی و الکتروشیمیایی طبق روابط (۲۸-۳۰) بدست می آیند [۱۵، ۱۱].

$$\dot{Q}_r = x(\bar{h}_{CO} + 3\bar{h}_{H_2} - \bar{h}_{CH_4} - \bar{h}_{H_2O}) \quad (28)$$

$$\dot{Q}_{sh} = y(\bar{h}_{CO_2} + \bar{h}_{H_2} - \bar{h}_{CO} - \bar{h}_{H_2O}) \quad (29)$$

$$\dot{Q}_{elec} = zT\Delta S - I\Delta V_{loss} \quad (30)$$

گرمای خالص باقیمانده از واکنش های انجام شده در پیل- سوختی طبق رابطه (۳۱) بدست می آید:

$$\dot{Q}_{net} = \dot{Q}_{elec} + \dot{Q}_{sh} - \dot{Q}_r \quad (31)$$

با توجه به رابطه (۳۲) مقداری از این گرمای خالص باقی مانده صرف افزایش دمای گازهای داخل و خروجی پیل شده ($\dot{Q}_g$) و بخش دیگری نیز به محیط ($\dot{Q}_{surr}$) وارد می شود.

$$\dot{Q}_{net} = \dot{Q}_g + \dot{Q}_{surr} \quad (32)$$

در حالت واقعی به هیچ عنوان نمی توان فرایندهای انجام شده در پیل سوختی را آدیاباتیک در نظر گرفت و همواره مقداری تلفات حرارتی به محیط وجود دارد. با در نظر گرفتن این مسأله در حالت ایده آل فرض می شود که پیل سوختی آدیاباتیک داخلی بوده و گرمای خالص باقی مانده صرف افزایش دمای گازهای داخل و خروجی از پیل خواهد شد ($\dot{Q}_{gg}$). در این حالت با در نظر گرفتن دمای یکسان برای گازهای خروجی از آند و کاتد، رابطه (۳۳) حاصل خواهد شد. در این رابطه $\Delta h_{c,in}$ و $\Delta h_{a,in}$ مقدار تغییرات آنتالپی واکنش دهنده ها در آند و کاتد و $\Delta h_{c,out}$ و $\Delta h_{a,out}$ مقدار تغییرات آنتالپی محصولات در آند و کاتد خواهند بود.

$$\dot{Q}_{gg} = \Delta h_{c,in} + \Delta h_{c,out} + \Delta h_{a,in} + \Delta h_{a,out} \quad (33)$$

برای محاسبه دمای گازهای خروجی از پیل سوختی از یک الگوریتم تکرار استفاده شده و معیار همگرایی نیز به صورت رابطه (۳۴) در نظر گرفته شده است.

$$Q_{error} = \left| \frac{\dot{Q}_{gg} - \dot{Q}_g}{\dot{Q}_g} \right| < 0.01 \quad (34)$$

پس از محاسبه دمای خروجی، می توان با استفاده از رابطه انرژی مقدار تلفات حرارتی در پیل سوختی را محاسبه کرد.

مقاومت های ناشی از حرکت الکترون ها در آند، کاتد و متصل کننده داخلی و حرکت یون ها در الکتrolیت سبب ایجاد افت ولتاژ اهمی می شود. بر این اساس افت ولتاژ اهمی برای این چهار جزء با استفاده از روابط (۱۷-۲۰) بدست خواهد آمد [۱۱]:

$$V_{ohm} = V_{ohm,an} + V_{ohm,ca} + V_{ohm,el} + V_{ohm,in} \quad (17)$$

$$V_{ohm} = ir \quad (18)$$

$$r = \delta \rho \quad (19)$$

$$\rho = A \exp\left(\frac{B}{T}\right) \quad (20)$$

مقادیر A ، B و δ پارامترهای ثابتی بوده که بسته به نوع و هندسه پیل بدست می آیند [۱۱].

وقتی که شدت جریان بالایی از پیل گرفته می شود، نرخ تولید جریان با تقاضا تطابق نداشته و این مسأله باعث افت ولتاژ شدید در پیل می گردد. افت مربوط به غلظت در چگالی جریان- های بالا اهمیت پیدا می کند. مقدار این افت با استفاده از روابط (۲۱-۲۳) بدست خواهد آمد [۲۷].

$$V_{conc} = V_{conc}^{an} + V_{conc}^{ca} \quad (21)$$

$$V_{conc}^{an} = \frac{R_u T}{n_e F} \ln \left(\frac{1 - \frac{i}{i_{L,H_2}}}{1 + \frac{i}{i_{L,H_2O}}} \right) \quad (22)$$

$$V_{conc}^{ca} = \frac{R_u T}{n_e F} \ln \left(\frac{1}{1 - \frac{i}{i_{L,O_2}}} \right) \quad (23)$$

در روابط فوق i_L چگالی جریان حدی است.

پس از محاسبه افت ولتاژهای اشاره شده مقدار ولتاژ واقعی سل طبق رابطه (۱۴) و مقدار جریان هر سل و توان کلی استک پیل نیز طبق روابط (۲۴-۲۷) مشخص خواهد شد.

$$I_{cell} = iA_{cell} \quad (24)$$

$$I_{tot} = 2Fz \quad (25)$$

$$(W_{DC-tot})_{sofc} = V_{cell} I_{tot} \quad (26)$$

$$(W_{AC-tot})_{sofc} = (W_{DC-tot})_{sofc} \times \eta_{inv} \quad (27)$$

در رابطه (۲۷)، η_{inv} ضریب تبدیل جریان مستقیم به متناوب می باشد.

۳-۱-۳- محاسبات حرارتی

برای محاسبه دمای گازهای خروجی از استک، باید سه منبع

۳-۴- باز یاب

در این تحقیق برای افزایش دمای هوا و سوخت ورودی به پیل و همچنین تأمین آب گرم مورد نیاز، از سه باز یاب خارجی که توسط گازهای داغ خروجی از میکروتوربین تغذیه می شوند، استفاده شده است. دمای گازهای خروجی از باز یاب اول و دوم بر اساس راندمان یا ضریب کارایی و طبق روابط (۴۰) و (۴۱) محاسبه می شود [۱۹].

$$\varepsilon_{\text{APH}} = \frac{T_3 - T_2}{T_{10} - T_2} \quad (40)$$

$$\varepsilon_{\text{FPH}} = \frac{T_6 - T_5}{T_{11} - T_5} \quad (41)$$

برای محاسبه بار حرارتی مفید در باز یاب سوم، با در نظر گرفتن راندمان این باز یاب از روابط (۴۲، ۴۳) استفاده شده است.

$$\dot{Q}_{\text{WPH}} = \varepsilon_{\text{WPH}} \dot{n}_{12} (\bar{h}_{12} - \bar{h}_{13}) \quad (42)$$

$$\dot{Q}_{\text{WPH}} = \dot{n}_w \bar{c}_p (T_{16} - T_{15}) \quad (43)$$

با استفاده از رابطه (۴۳) می توان مقدار آب گرم مورد نیاز برای سیستم های گرمایشی در سیستم های تولید هم زمان را بدست آورد. آب گرم تولید شده در این باز یاب می تواند برای تأمین آب گرم بهداشتی، تأمین بار حرارتی ساختمان، بار گرمایشی مبدل های حرارتی و یا بار حرارتی ژنراتور چیلر های جذبی مورد استفاده قرار گیرد.

برای سایر باز یاب ها نیز از روابط مشابه استفاده شده است.

۳-۵- میکروتوربین

گازهای داغ خروجی از محفظه پس سوز در ادامه وارد میکروتوربین شده و در آن جریان الکتریکی تولید می کنند. بخشی از توان الکتریکی تولید شده توان مصرفی تجهیزات جانبی را تأمین کرده و مقدار توان باقی مانده نیز به عنوان توان خالص خروجی مورد استفاده قرار می گیرد.

با محاسبه کار ایده آل و در نظر گرفتن راندمان ایزونتروپیک میکروتوربین می توان مقادیر کار و دمای خروجی از آن را محاسبه کرد [۱۹].

$$\eta_{\text{mgt}} = \frac{W_{\text{mgt}}}{W_{\text{mgt},s}} = \frac{\bar{h}_9 - \bar{h}_{10}}{\bar{h}_9 - \bar{h}_{10,s}} = \frac{T_9 - T_{10}}{T_9 - T_{10,s}} \quad (44)$$

$$W_{\text{mgt}} = \dot{n}_9 (\bar{h}_9 - \bar{h}_{10}) \quad (45)$$

$$\sum \dot{n}_{\text{in}} \bar{h}_{\text{in}} = \dot{Q}_{\text{surr}} + \dot{W}_{\text{sofc}} + \sum \dot{n}_{\text{out}} \bar{h}_{\text{out}} \quad (35)$$

۳-۲- کمپرسور

با مشخص بودن نسبت فشار و راندمان کمپرسور هوا می توان دمای گازهای خروجی و همچنین کار واقعی مورد نیاز آن را از روابط زیر بدست آورد [۱۹].

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} = (r_{p,a})^{\frac{k_a-1}{k_a}} \quad (36)$$

$$\eta_{\text{is,ca}} = \frac{w_{\text{ca},s}}{w_{\text{ca}}} = \frac{\bar{h}_{2s} - \bar{h}_1}{\bar{h}_2 - \bar{h}_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (37)$$

$$w_{\text{ca}} = \frac{\dot{W}_{\text{ca}}}{\dot{n}_a} = \bar{h}_2 - \bar{h}_1 \quad (38)$$

محاسبات مربوط به کمپرسور سوخت نیز مشابه کمپرسور هوا می باشد.

۳-۳- محفظه پس سوز

با توجه به این که تنها قسمتی از سوخت و هوای ورودی به سیستم در پیل سوختی مصرف می شوند، وجود یک محفظه پس سوز برای سیکل لازم می باشد. گازهای خروجی از پیل سوختی که شامل بخار آب، دی اکسید کربن، هیدروژن، متان و مونوکسید کربن در بخش آند و اکسیژن و نیتروژن مصرف نشده در کاند می باشند، در محفظه پس سوز با هم واکنش می دهند. در این محدوده دمایی و فشاری بدون آنکه خطایی جدی در محاسبات وارد شود، هوا و محصولات احتراق به عنوان گاز کامل در نظر گرفته می شوند. در ادامه فرض می شود که جریان های ورودی به محفظه پس سوز کاملاً با هم مخلوط می شوند و تمام متان، هیدروژن و مونوکسید کربن به دی اکسید کربن و بخار آب تبدیل می شوند. مجموع واکنش های فوق گرماده بوده و دمای گازهای خروجی از محفظه پس سوز را بالا می برند. با نوشتن معادله بقای انرژی و با در نظر گرفتن راندمان محفظه، می توان طبق رابطه (۳۹) دمای گازهای خروجی را محاسبه کرد.

$$\dot{n}_7 \bar{h}_7 + \dot{n}_8 \bar{h}_8 - \dot{n}_9 \bar{h}_9 - \dot{Q}_{\text{Loss,ab}} = 0 \quad (39)$$

در رابطه (۳۹) $\dot{Q}_{\text{Loss,ab}}$ تلفات حرارتی محفظه پس سوز بوده و مقدار آن به راندمان محفظه (η_{ab})، ضریب مصرف سوخت در پیل سوختی (U_f) و ارزش حرارتی سوخت (LHV) بستگی دارد [۱۹].

۳-۶- پمپ

برای تأمین فشار آب در بازیاب سوم از یک پمپ استفاده شده است. پمپ طوری در نظر گرفته شده که بتواند فشار مورد نیاز سیستم گرمایشی را تأمین کند. مقدار کار مورد نیاز پمپ طبق رابطه (۴۶) محاسبه می‌شود.

$$\dot{W}_{wp} = \dot{n}_w v_{14} (P_{15} - P_{14}) \quad (46)$$

۳-۷- سیستم هیبریدی

در این بخش با در نظر گرفتن کل سیستم هیبریدی به عنوان یک حجم کنترل، راندمان‌های الکتریکی، حرارتی، کل و انرژی آن، با استفاده از روابط (۴۷-۵۰) بدست خواهند آمد:

$$\eta_{ele} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{n}_f LHV} \quad (47)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{WPH}}{\dot{n}_f LHV} \quad (48)$$

$$\eta_{tot} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{WPH}}{\dot{n}_f LHV} \quad (49)$$

$$\psi_{sys} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_{16}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_4 + \dot{E}_{14}} \quad (50)$$

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.

$$\dot{W}_{net} = (\dot{W}_{AC-tot})_{sofc} + (\dot{W}_{AC-net})_{mgt} \quad (51)$$

$$(\dot{W}_{AC-net})_{mgt} = (\dot{W}_{DC-net})_{mgt} \eta_{inv,gen} - \dot{W}_{wp} - \dot{W}_{ca} - \dot{W}_{cf} \quad (52)$$

$$(\dot{W}_{DC-net})_{mgt} = \dot{W}_{mgt} \quad (53)$$

در رابطه (۵۳) $\eta_{inv,gen}$ ضریب تبدیل جریان مستقیم به متناوب در ژنراتور میکروتوربین می‌باشد. نرخ تولید آنتروپی، انرژی تخریب شده، انرژی تلف شده و بازگشت ناپذیری در کل سیستم نیز از روابط (۵۴-۵۷) حاصل خواهد شد.

$$S_{gen}^{sys} = \sum_i S_{gen,i} \quad (54)$$

$$\dot{E}_{D,sys} = \dot{E}_1 + \dot{E}_4 + \dot{E}_{14} - \dot{E}_{13} - \dot{E}_{16} - \dot{W}_{net} \quad (55)$$

$$\dot{E}_{L,sys} = \dot{E}_{13} \quad (56)$$

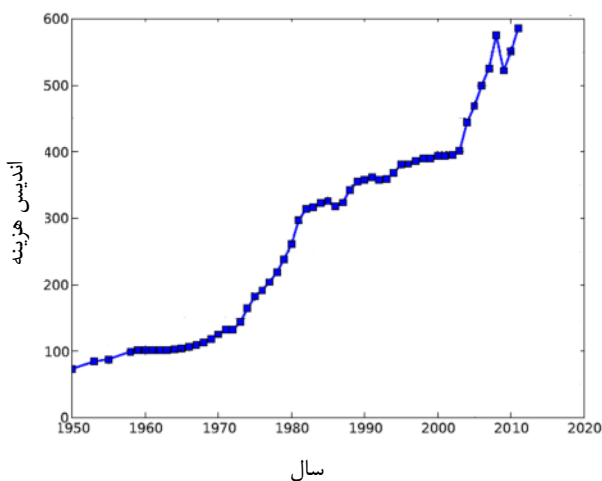
$$\dot{I}_{tot} = \dot{E}_{D,sys} + \dot{E}_{L,sys} \quad (57)$$

۴- مدل ترمواکونومیکی

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 غیره محاسبه شده و در طول دوره کارکرد سیستم به صورت سالانه هم‌سطح سازی می‌شود [۲۶].

۴-۱- هزینه خرید تجهیزات

قیمت تجهیزات سیستم پیشنهادی با استفاده از روابط (۵۸) تا (۶۹) به‌دست خواهد آمد. قیمت‌های ارائه شده در روابط (۵۸) تا (۶۴)، بر اساس روابط سال ۱۹۹۴ میلادی بوده [۲۶] و برای به روز کردن این قیمت‌ها از نمودار اندیس هزینه (شکل ۲) استفاده می‌شود [۲۹]. برای به‌روز کردن قیمت‌ها ابتدا باید مقدار مربوط به سال مورد نظر را به مقدار مربوط به سال ۱۹۹۴ تقسیم کرده و سپس عدد حاصل را در قیمت دستگاه ضرب نمود.



شکل ۲ نمودار مربوط به اندیس هزینه‌ها [۲۹]

- قیمت کمپرسور هوا و سوخت [۲۶]

$$PEC_{ca} = \left(\frac{71.1 \dot{m}_a}{0.9 - \eta_{sc}} \right) \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) (\$) \quad (58)$$

$$PEC_{cf} = \left(\frac{71.1 \dot{m}_f}{0.9 - \eta_{sc}} \right) \left(\frac{P_5}{P_4} \right) \ln \left(\frac{P_5}{P_4} \right) (\$) \quad (59)$$

- قیمت محفظه پس سوز [۲۶]

$$PEC_{ab} = \left(\frac{46.08 \dot{m}_{ab}}{0.995 - \frac{P_9}{P_8}} \right) \times [1 + \exp(0.018T_9 - 26.4)] (\$) \quad (60)$$

- قیمت میکروتوربین [۲۶]

$$PEC_{mgt} = \left(\frac{479.34 \dot{m}_g}{0.92 - \eta_{st}} \right) \ln \left(\frac{P_9}{P_{10}} \right) \times [1 + \exp(0.036T_9 - 54.4)] (\$) \quad (61)$$

- قیمت بازیابها [۲۶]

$$PEC_{APH} = 4122 \left(\frac{\dot{m}_g(h_{10} - h_{11})}{18\Delta T_{lm,APH}} \right)^{0.6} (\$) \quad (62)$$

$$PEC_{FPH} = 4122 \left(\frac{\dot{m}_g(h_{11} - h_{12})}{18\Delta T_{lm,FPH}} \right)^{0.6} (\$) \quad (63)$$

$$PEC_{WPH} = 4122 \left(\frac{\dot{m}_g(h_{12} - h_{13})}{18\Delta T_{lm,WPH}} \right)^{0.6} (\$) \quad (64)$$

- قیمت پیل سوختی، اینورتور و تجهیزات جانبی پیل [۲۳-۲۵]

$$PEC_{sofc} = A_{sofc}(2.96T_{cell} - 1907) \quad (65)$$

$$PEC_{inverter} = 10^5 \left(\frac{(\dot{W}_{DC-tot})_{sofc}}{500} \right)^{0.7} \quad (66)$$

$$PEC_{sofc,aux} = 0.1PEC_{sofc} \quad (67)$$

- قیمت پمپ [۲۱]

$$PEC_{wp} = 442(\dot{W}_{wp})^{0.71} 1.41f_{\eta} \quad (68)$$

$$f_{\eta} = 1 + \left(\frac{1 - 0.8}{1 - \eta_{wp}} \right) \quad (69)$$

قیمت کل تجهیزات در بحث ترمو اکونومیک نیز برابر مجموع قیمت تک تک اجزا می باشد.

$$PEC_{tot} = \sum_i PEC_i \quad (70)$$

۲-۴- هزینه سوخت

قیمت سوخت به عنوان یکی از پارامترهای تأثیر گذار در تحلیل اقتصادی می باشد. سری مقادیر هزینه های سالیانه پرداخت شده برای سوخت فقط شامل یک ترفیع بوده و در طی زمان یکنواخت می باشد [۲۶]:

$$FC_j = FC_0(1 + r_{FC})^{j-1} \quad j = 2, \dots, BL \quad (71)$$

در رابطه فوق r_{FC} نرخ نامی ترفیع سالیانه هزینه سوخت می باشد، که برابر ۰/۰۶ در نظر گرفته شده است [۲۶]. BL عمر اقتصادی سیستم (در این تحقیق ۲۰ سال منظور شده است) و FC_0 هزینه سالیانه سوخت در اولین سال از دوره کارکرد اقتصادی سیستم (بر حسب دلار) می باشد، که مطابق رابطه (۷۲) بدست می آید.

$$FC_0 = c_{fuel} \times \dot{m}_{fuel} \times LHV \times \tau \times 3600 (\$) \quad (72)$$

در رابطه فوق c_{fuel} هزینه واحد سوخت در اولین سال از دوره کاری سیستم (برابر ۰/۰۸۵۶۳\$/MJ-LHV)، $\dot{m}_{fuel}$ دبی سوخت مصرفی (بر حسب کیلومول بر ساعت)، τ تعداد ساعات کارکرد سالیانه سیستم در حالت تمام بار (بر حسب ساعت) و LHV ارزش حرارتی پایین سوخت مصرفی (بر حسب کیلوژول بر مول) می باشد.

۳-۴- هزینه های عملکرد و نگهداری

مطابق محاسبه هزینه های سوخت، هزینه های عملکرد و نگهداری سالیانه نیز قابل محاسبه می باشد. برای شروع باید هزینه های عملکرد و نگهداری برای هر سال از رابطه (۷۳) محاسبه شود [۲۶].

$$OMC_j = OMC_0(1 + r_{OMC})^{j-1} \quad j = 2, \dots, BL \quad (73)$$

در رابطه فوق r_{OMC} نرخ نامی ترفیع هزینه های عملکرد و نگهداری (به جز هزینه سوخت) می باشد که این مقدار برابر ۰/۰۵ در نظر گرفته شده است [۲۶]. OMC_0 نیز هزینه های سالیانه عملکرد و نگهداری در اولین سال از دوره کارکرد اقتصادی سیستم می باشد.

۴-۴- هزینه های هم سطح شده

برای ارزیابی و بهینه سازی سیستم های انرژی به مقایسه مقادیر سالانه هزینه های مرتبط با سرمایه گذاری، هزینه های سوخت و هزینه های عملکرد و نگهداری نیاز می باشد. این اجزای هزینه ممکن است که در طول عمر اقتصادی یک سیستم انرژی به طور قابل توجهی تغییر کند. بنابراین در ارزیابی و بهینه سازی این سیستم ها باید از مقادیر سالیانه هم سطح شده برای همه اجزای هزینه استفاده کرد.

مقدار هم سطح شده هزینه سوخت با استفاده از رابطه (۷۴) بدست خواهد آمد [۲۶].

$$\dot{C}_{P,tot} = \frac{CC_L + OMC_L + FC_L}{\tau} = \frac{TRR_L}{\tau} \quad (84)$$

$$C_P = \frac{TRR_L}{\tau \times \dot{W}_{tot}} \quad (85)$$

هزینه خرید و نصب یک واحد تولید توان نیز طبق رابطه (86) حاصل می شود.

$$C_{PP} = \frac{PEC_{tot} + 0.46PEC_{tot}}{\dot{W}_{tot}} \quad (86)$$

۵- روش حل

با توجه به معادلات ذکر شده در بخش های قبلی، برای تحلیل مسأله یک برنامه رایانه ای در نرم افزار EES نوشته شده است. در بخش اول این کد، اطلاعات ورودی سیستم هیبریدی و پیل شامل فشار کاری سیستم، دبی هوا و دبی سوخت ورودی به سیستم وارد می گردند. در این مرحله با توجه به ثابت نبودن دمای کاری پیل، حدس اولیه ای از دمای پیل زده می شود. با حدس دمای پیل در مرحله بعدی معادلات غیرخطی به سازی 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، جریان، توان، راندمان و سایر پارامترهای مطلوب در پیل سوختی حاصل می شود. همزمان با حل معادلات پیل سوختی کل معادلات سایر اجزای سیستم نیز مورد تجزیه و تحلیل قرار می گیرد. نرم افزار EES با توجه به قابلیت بالای خود در یک زمان واحد می تواند تعداد زیادی معادله خطی و غیرخطی را تحلیل کند. 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 تحلیل های ترمودینامیکی در بخش نهایی نیز تحلیل های اقتصادی سیستم انجام می شود.

۶- اعتبارسنجی

برای اعتبارسنجی کد تهیه شده، لازم است برای یک نمونه معین نتایج حاصل از این کد تهیه شده با نتایج آزمایشگاهی یا عددی موجود مقایسه شود. با توجه به کمبود نتایج تجربی در زمینه سیستم های هیبریدی، در این تحقیق سیستم معرفی شده توسط چان و همکاران وی [۱۱] مدل سازی شده و نتایج

$$FC_L = FC_0 \times \frac{k_{FC}(1 - k_{FC}^n)}{(1 - k_{FC})} \times CRF \quad (74)$$

$$k_{FC} = \frac{1 + r_{FC}}{1 + i} \quad (75)$$

$$CRF = \frac{i(1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} \quad (76)$$

در روابط فوق CRF فاکتور بازایافت سرمایه، i مقدار متوسط سالیانه نرخ موثر کاهش ارزش پول (در این تحقیق برابر ۰/۱۲ فرض شده است) و n بیانگر تعداد سال عملکرد دستگاه ها بر حسب سال (در این تحقیق ۲۰ سال منظور شده است) می باشد.

هزینه هم سطح شده عملکرد و نگهداری سالیانه نیز مطابق روش فوق و طبق رابطه (۷۷) قابل محاسبه می باشد [۲۶].

$$OMC_L = OMC_0 \times \frac{k_{OMC}(1 - k_{OMC}^n)}{(1 - k_{OMC})} \times CRF \quad (77)$$

$$k_{OMC} = \frac{1 + r_{OMC}}{1 + i} \quad (78)$$

مقدار هم سطح شده نیاز درآمدی کلی سالیانه (TRR_L) با استفاده از فاکتور بازایافت سرمایه و فاکتور کاهش ارزش پول طبق رابطه (۷۹) محاسبه می شود [۲۶].

$$TRR_L = CRF \sum_{j=1}^n \frac{TRR_j}{(1 + i)^j} \quad (79)$$

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 [۲۶] آورده شده است. با بدست آوردن هزینه سوخت، عملکرد و نگهداری و نیازمندی درآمدی کل هم سطح شده، می توان هزینه سرمایه گذاری هم سطح شده را مطابق رابطه (۸۰) بدست آورد.

$$CC_L = TRR_L - FC_L - OMC_L \quad (80)$$

پس از محاسبه هزینه های هم سطح شده سوخت (FC_L)، عملکرد و نگهداری (OMC_L)، نیازمندی درآمدی کل (TRR_L) و هزینه سرمایه گذاری (CC_L) می توان مطابق روابط زیر قیمت برق تولیدی سیستم و هزینه های هم سطح شده در سال را بدست آورد [۲۶].

$$\dot{Z}_k = \frac{CC_L + OMC_L}{\tau} \times \frac{PEC_k}{\sum_k PEC_k} \quad (81)$$

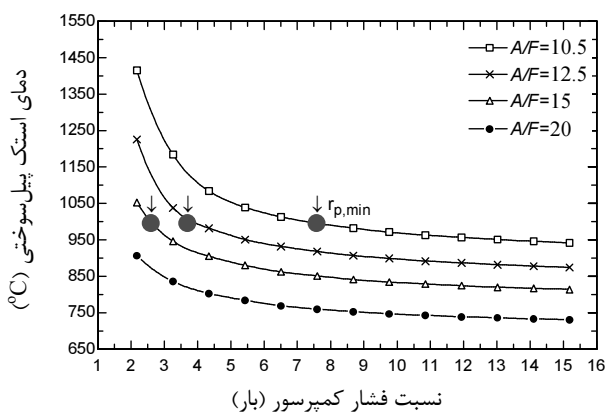
$$\dot{Z}_{tot} = \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM} = \frac{CC_L + OMC_L}{\tau} \quad (82)$$

$$\dot{C}_{P,tot} = \dot{C}_{fuel} + \sum_k \dot{Z}_k \quad (83)$$

پارامتر	مقدار فرض شده
افت فشار بازیاب ها	۴ درصد
افت فشار محفظه پس سوز	۵ درصد
راندمان ایزونتروپیک کمپرسورها	۸۱ درصد
راندمان بازیاب های هوا-گاز	۸۰ درصد
راندمان بازیاب آب-گاز	۸۵ درصد
راندمان پمپ	۸۵ درصد
راندمان محفظه پس سوز	۹۵ درصد
راندمان ایزونتروپیک میکروتوربین	۸۴ درصد
راندمان ژنراتور	۹۵ درصد

تحت فشار قرار دادن پیل به تنهایی اثر مثبتی بر روی آن دارد زیرا به دلیل افزایش فشارهای نسبی اجزای گازی، پتانسیل نرنست بیشتر می شود ولی از سوی دیگر باید تأثیر آن بر روی دمای کاری پیل را نیز در نظر گرفت. افزایش نسبت فشار کمپرسور هوا و سوخت سبب افزایش دمای جریان های خروجی از آنها می شود که این مسأله به نوبه خود بر عملکرد حرارتی پیل سوختی و افت ولتاژهای آن تأثیر می گذارد. با افزایش فشار و با فرض ثابت بودن دمای کاری پیل، انتظار می رود که افت ولتاژهای درون پیل کاهش یافته و در نتیجه ولتاژ و توان تولیدی آن افزایش یابد. اما مسأله مهم این است، که با افزایش فشار همان طور که در شکل های ۳ و ۴ مشاهده می شود، دمای استک پیل سوختی و گازهای خروجی از آن کاهش می یابد.

دلیل این مسأله را می توان این گونه بیان کرد که وقتی نسبت فشار کمپرسور افزایش می یابد، نسبت فشار توربین نیز متناسب با آن بیشتر می شود که این مسأله سبب کاهش بیشتر دمای گازهای خروجی از توربین خواهد شد.



شکل ۳ تأثیر نسبت فشار کمپرسور بر روی دمای کاری پیل سوختی

حاصل از کد حاضر، با نتایج تحقیقات آنها مقایسه شده است. هم خوانی نزدیک بین این نتایج در جدول ۲، صحت روش حاضر و کد تهیه شده را تأیید می کند. دلیل اختلاف جزئی موجود در نتایج حاصل از کد نوشته شده و نتایج چان، در نحوه محاسبه افت ولتاژ غلظتی پیل می باشد. چان و همکاران وی در محاسبه این افت ولتاژ مقدار چگالی جریان حدی را ثابت فرض نموده بودند، این در حالی است که در تحقیق حاضر مقدار چگالی جریان حدی محاسبه شد.

۷- نتایج

در این بخش اثرات نسبت فشار کمپرسور و نسبت جریان هوا به سوخت ورودی به سیستم به عنوان دو پارامتر تأثیرگذار بر روی کارایی سیستم و همچنین نرخ برق تولیدی و هزینه های خرید تجهیزات بررسی شده است. پیل سوختی به کار رفته در این تحقیق از نوع اکسید جامد لوله ای (مشابه مدل شرکت زیمنس وستینگهاوس) بوده [۳۰] و مشخصات آن به همراه سایر پارامترهای ثابت آن در جدول ۳ ارائه شده است. پارامترهای ثابت استفاده شده برای تجهیزات سیستم هیبریدی نیز مطابق نمونه تحلیل شده توسط دینسر و همکاران [۱۹] در نظر گرفته شده و مقادیر آنها در جدول ۴ ارائه گردیده است.

جدول ۲ مقایسه نتایج حاصل از کد حاضر با نتایج عددی چان

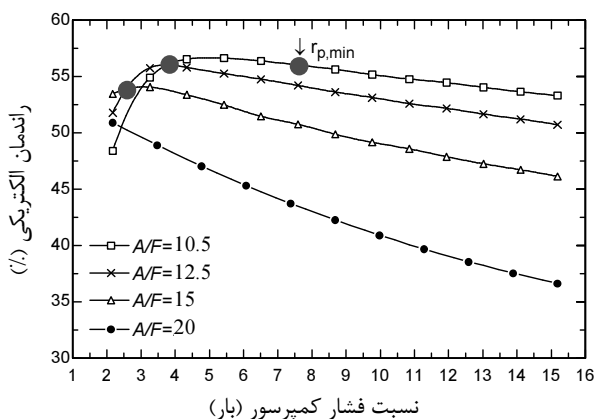
پارامترهای بررسی شده	نتایج چان و همکاران [۱۱]	نتایج با کد تهیه شده
راندمان الکتریکی سیستم	۶۲/۲	۶۰/۵۲
راندمان کلی سیستم	۸۳/۸	۸۰/۶۲
حرارت بازیافت شده (کیلووات)	۷۳۱	۷۲۲/۳
توان خروجی از سیستم (کیلووات)	۳۸۱	۳۷۴/۴۵
ولتاژ سلول (ولت)	۰/۷۳۸	۰/۷۱

جدول ۳ پارامترهای فرض شده در پیل سوختی [۳۰]

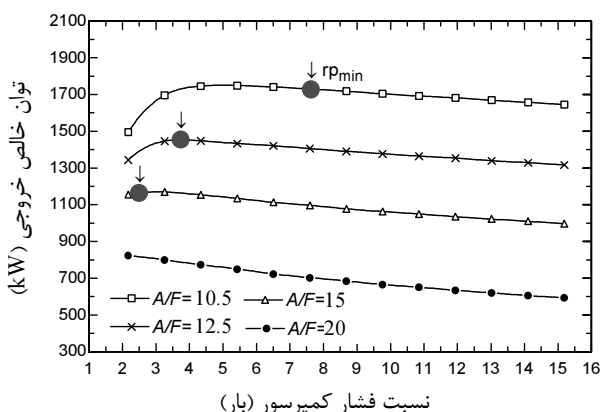
پارامتر	مقدار فرض شده
طول هر سل	۱۵۰ سانتی متر
قطر هر سل	۲/۲ سانتیمتر
تعداد سل	۵۱۳۳ عدد
ضریب مصرف سوخت	۰/۸۵
افت فشار پیل سوختی	۴ درصد
راندمان اینوتور	۸۹ درصد

جدول ۴ پارامترهای فرض شده در سیستم هیبریدی [۱۹]

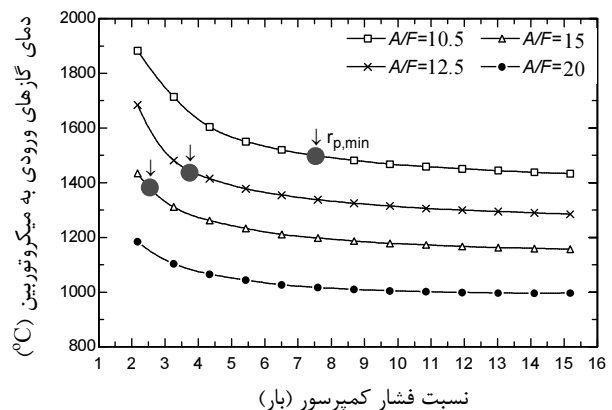
۱۲/۵ می باشد، که عملاً استفاده از این دو حالت را منوط به تأمین توربین های با قدرت تحمل دمایی بالا می کند. در شکل ۵ بازده الکتریکی سیستم هیبریدی در فشارهای کاری مختلف نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می شود تغییرات بازده علاوه بر فشار کاری به نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم نیز وابسته است. برخلاف بیشتر تحقیقات انجام شده که نتایج خود را در یک نسبت هوا به سوخت ثابت ارائه کرده اند، این نمودار نشان می دهد که در تمامی نسبت های هوا به سوخت معرفی شده و با در نظر گرفتن محدوده کاری پیل سوختی (شکل ۳)، مقدار راندمان الکتریکی در سیستم با افزایش نسبت فشار کمپرسور همواره روند کاهشی خواهد داشت. در شکل ۶ نیز تغییرات توان تولیدی سیستم نسبت به فشار کاری کمپرسور و همچنین نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم نشان داده شده است.



شکل ۵ تأثیر نسبت فشار کمپرسور بر روی راندمان الکتریکی سیستم هیبریدی



شکل ۶ تأثیر نسبت فشار کمپرسور بر روی توان تولیدی سیستم هیبریدی



شکل ۴ تأثیر نسبت فشار کمپرسور بر روی دمای گازهای ورودی به توربین

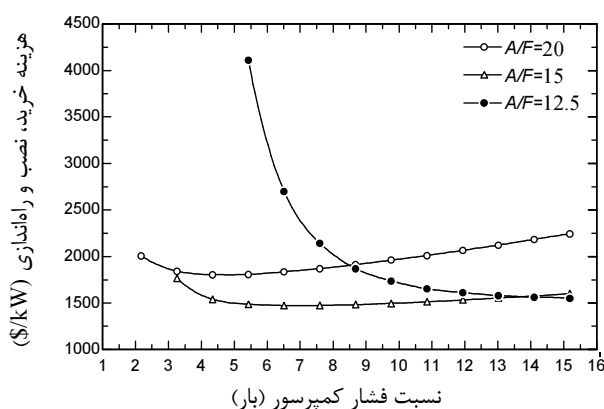
از آنجا که حرارت گازهای خروجی توربین برای پیش گرم کردن هوا و سوخت ورودی به پیل استفاده می شود، نتیجه این کاهش دما سبب افت دمای گازهای ورودی به پیل، دمای کاری پیل و دمای گازهای ورودی به توربین خواهد شد.

همان طور که در شکل های ۳ و ۴ مشاهده می شود افزایش نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم به دلیل اثرات خنک کننده سبب کاهش دمای پیل و در نتیجه دمای گازهای ورودی به توربین در فشارهای کاری مختلف می شود که این مسأله به نوبه خود سبب کاهش توان تولیدی و افت راندمان سیستم می شود. مسأله مهم دیگری که باید در این تحقیق به آن توجه کرد حداقل و حداکثر دمای کاری پیل می باشد. با کاهش بیشتر نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم، دمای کاری پیل افزایش پیدا کرده و از مقدار مجاز (۱۰۰۰ درجه سلسیوس) فراتر می رود که این مسأله سبب آسیب دیدن پیل خواهد شد. این مسأله را می توان با تعیین حداقل فشار کاری سیستم برای نسبت های هوا به سوخت مختلف محدود کرد. همان طور که در شکل ۳ مشاهده می شود، در نسبت هوا به سوخت ۱۰/۵ سیستم باید حداقل با فشار کاری ۸ بار کار کند و کاهش این فشار سبب بالا رفتن دمای کاری پیل و افت عملکرد آن خواهد شد. کنترل دمای ورودی به توربین نیز یک مسأله مهم در تحلیل این نوع از سیستم های هیبریدی می باشد. همان طور که در شکل ۴ مشاهده می شود، افزایش نسبت فشار کمپرسور به دلیل کاهش دمای پیل، سبب کاهش دمای ورودی به توربین نیز می شود. مسأله دیگر در این شکل بالا بودن دمای گازهای ورودی به توربین در نسبت های هوا به سوخت ۱۰/۵ و

در شکل ۸ نیز هزینه خرید، نصب و راه اندازی یک واحد تولید توان هیبریدی در شرایط مختلف کاری نشان داده شده است. نتایج حاصله کاملاً مشابه قیمت برق تولیدی در سیستم هیبریدی می باشد. در نسبت هوا به سوخت ۱۲/۵ و در فشار کاری ۵/۵ بار، هزینه اشاره شده نزدیک به ۴۰۰۰ دلار به ازای هر کیلووات می باشد که با افزایش فشار کاری سیستم این مقدار به حدود ۱۶۰۰ دلار در کیلووات می رسد. در نسبت های هوا به سوخت بالا رفتار سیستم متفاوت بوده و با افزایش فشار کاری سیستم این هزینه افزایش خواهد یافت.

با توجه به شکل های ۷ و ۸ می توان این گونه نتیجه گرفت که برای دستیابی به یک حالت بهینه اقتصادی (قیمت برق تولیدی کم) و عملکردی (راندمان بالا)، باید بین فشار کاری سیستم و نسبت هوا به سوخت ورودی به آن یک حالت بهینه بدست آورد.

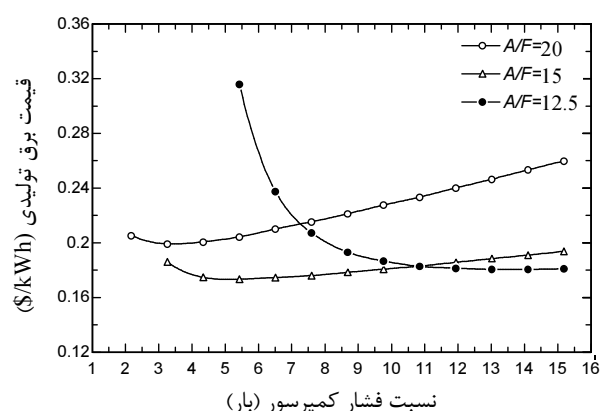
در شکل های ۹ و ۱۰ اثر هم زمان نسبت فشار کاری سیستم بر روی قیمت برق تولیدی، راندمان و توان تولیدی سیستم هیبریدی (در نسبت هوا به سوخت ۲۰) نشان داده شده است. نتایج نشان می دهد که با افزایش نسبت فشار کمپرسور، قیمت برق تولیدی افزایش و راندمان الکتریکی و توان تولیدی آن کاهش خواهد یافت. همان طور که در شکل های قبلی نشان داده شد، افزایش فشار کاری سیستم سبب کاهش دمای پیل و دمای گازهای ورودی به توربین شده و این مسأله سبب کاهش توان تولیدی در پیل و میکروتوربین می شود. از سوی دیگر با بالا رفتن فشار کاری سیستم کار مورد نیاز کمپرسورها افزایش پیدا می کند.



شکل ۸ تأثیر نسبت فشار کمپرسور بر روی هزینه خرید و نصب سیستم هیبریدی

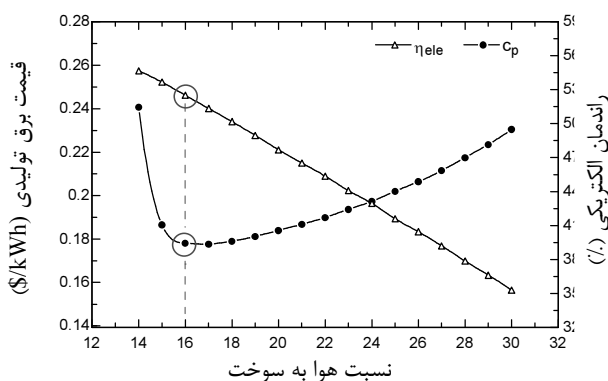
همان طور که مشاهده می شود در نسبت های هوا به سوخت مختلف و با در نظر گرفتن محدودیت دمایی پیل، افزایش فشار کاری سیستم سبب کاهش توان خروجی از سیستم هیبریدی می گردد. افزایش توان مورد نیاز کمپرسورها و کاهش دمای پیل دو عامل اصلی در کاهش توان تولیدی در سیستم هیبریدی می باشند.

در این ادامه این تحقیق اثر نسبت فشار کاری کمپرسور و همچنین نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم بر روی قیمت برق تمام شده و همچنین هزینه های خرید، نصب و راه اندازی سیستم بررسی خواهد شد. همان طور که در شکل ۷ مشاهده می شود، در نسبت های هوا به سوخت بالا با افزایش فشار کاری سیستم قیمت برق تولیدی در آن عموماً افزایش می یابد. دلیل عمده این مسأله بالا رفتن ظرفیت تجهیزات موجود و افزایش قیمت آنها می باشد. با کاهش نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم (افزایش جریان سوخت یا کاهش جریان هوا)، قیمت برق تولیدی در سیستم با تغییر نسبت فشار کمپرسور رفتار متفاوتی خواهد داشت. در نسبت فشارهای پایین قیمت برق تولید شده به شدت افزایش می یابد که دلیل این افزایش بالا رفتن دمای کاری پیل و دمای گازهای ورودی به توربین می باشد، که این مسأله به شدت روی قیمت تجهیزات مذکور اثر گذار است. همان طور که در شکل ۷ مشاهده می شود، در نسبت هوا به سوخت ۱۲/۵، قیمت برق تولیدی سیستم در فشار کاری ۵/۵ بار، در حدود ۳۲ سنت می باشد که با افزایش فشار کاری سیستم، این قیمت به شدت کاهش پیدا کرده و مقدار ثابت ۱۸ سنت را به خود می گیرد.

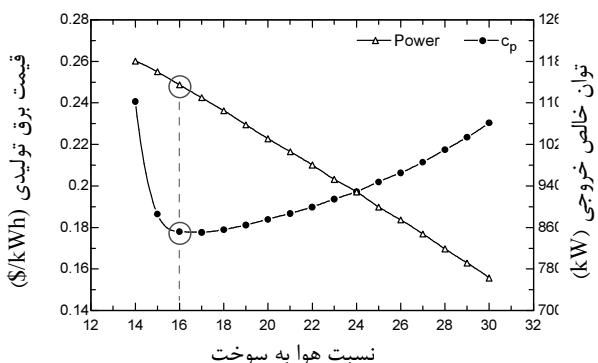


شکل ۷ تأثیر نسبت فشار کمپرسور بر روی قیمت برق تولیدی سیستم هیبریدی

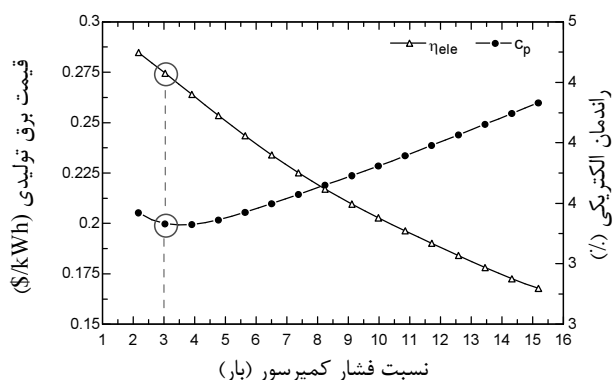
۳/۲۵۵ در نظر گرفته شده است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش نسبت هوا به سوخت، توان تولیدی و راندمان سیستم کاهش خواهد یافت ولی قیمت برق تولیدی ابتدا کاهش و سپس افزایش چشم‌گیری خواهد داشت. همان‌طور که قبلاً به آن اشاره شد، افزایش نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم به دلیل اثرات خنک‌کنندگی در پیل و گازهای ورودی به توربین و همچنین بالا رفتن توان مصرفی در کمپرسورها سبب کاهش توان خالص تولیدی و راندمان سیستم می‌شود. از سوی دیگر با افزایش این نسبت ظرفیت دستگاهها بالا رفته و این مسأله به نوبه خود سبب بالا رفتن قیمت برق تولیدی در سیستم می‌گردد. دلیل افزایش قیمت برق تولیدی در نسبت‌های هوا به سوخت پایین نیز دمای بالای پیل و گازهای ورودی به توربین می‌باشد، که این مسأله به شدت بر روی قیمت این تجهیزات مؤثر است. با توجه به نتایج حاصل نسبت هوا به سوخت ۱۶ به عنوان یک نسبت بهینه در نظر گرفته می‌شود.



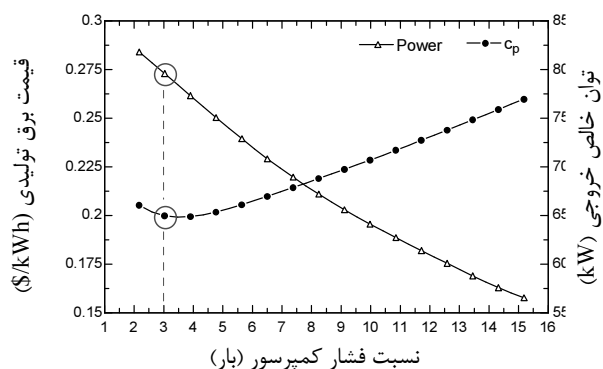
شکل ۱۱ تأثیر نسبت هوا به سوخت ورودی بر روی راندمان و قیمت برق تولیدی سیستم هیبریدی



شکل ۱۲ تأثیر نسبت هوا به سوخت ورودی بر روی توان و قیمت برق تولیدی سیستم هیبریدی



شکل ۹ تأثیر نسبت فشار کمپرسور بر روی راندمان و قیمت برق تولیدی سیستم هیبریدی



شکل ۱۰ تأثیر نسبت فشار کمپرسور بر روی توان و قیمت برق تولیدی سیستم هیبریدی

با توجه به دو مورد اشاره شده، توان خالص تولیدی و راندمان سیستم هیبریدی کاهش خواهد یافت. از سوی دیگر بالا رفتن فشار کاری سیستم سبب افزایش ظرفیت دستگاهها و در نتیجه افزایش قیمت اولیه آنها می‌شود. افزایش هزینه سرمایه‌گذاری اولیه در ادامه سبب بالا رفتن قیمت برق تولیدی در سیستم خواهد گردید. این مسأله به وضوح در شکل ۹ قابل مشاهده می‌باشد. به طور کلی می‌توان این‌گونه نتیجه گرفت که در این نوع از سیستم‌های هیبریدی عملکرد بهینه سیستم کارکرد در فشار کاری پایین می‌باشد. فشار کاری سه الی چهار بار مناسب‌ترین محدوده برای سیستم‌های هیبریدی مورد نظر می‌باشد.

جهت تعیین مقدار نسبت هوا به سوخت بهینه، در شکل-های ۱۱ و ۱۲ اثر همزمان این پارامتر بر روی قیمت برق تولیدی، راندمان و توان تولیدی سیستم نشان داده شده است. در این دو شکل فشار کاری سیستم پایین بوده و در حدود

نتایج نشانگر بازده بالای این نوع از سیستم هیبریدی در مقایسه با سایر سیستم‌های تولید توان می‌باشد. همان‌طور که در جدول ۵ مشاهده می‌شود، بازده کلی سیستم در حدود ۶۴ درصد و بازده الکتریکی آن در حدود ۵۱ درصد است. نتایج بدست آمده گویای این است که نزدیک به ۸۲ درصد توان سیستم هیبریدی توسط پیل سوختی تأمین می‌شود.

در جدول ۶ عملکرد سیستم هیبریدی معرفی شده در این تحقیق با یک میکروتوربین گازی با بازباز مقایسه شده‌اند. همان‌طور که مشاهده می‌شود با در نظر گرفتن عمر اقتصادی سیستم (در این تحقیق ۲۰ سال فرض شده است)، استفاده از این نوع سیستم‌های هیبریدی در مقایسه با یک میکروتوربین گازی از لحاظ ترمودینامیکی و ترمواکونومیکی مقرون به صرفه بوده و قیمت برق تولیدی آن کمتر می‌باشد. همان‌طور که در جدول ۶ مشاهده می‌شود، برای سیستم هیبریدی تحلیل شده قیمت برق تولیدی بر اساس مدل ساده لازارتو در حدود ۱۱/۶ سنت و بر اساس مدل اقتصادی کامل TRR در حدود ۱۸/۵ سنت می‌باشد. هزینه خرید و نصب سیستم هیبریدی نیز در حدود ۱۶۹۲ دلار بر کیلووات است که تقریباً دو برابر هزینه خرید و نصب یک واحد میکروتوربین گازی (۶۰۰ الی ۸۰۰ دلار بر کیلووات) می‌باشد. البته لازم به ذکر است که علی‌رغم قیمت بالای خرید و نصب این نوع از سیستم‌های هیبریدی، با در نظر گرفتن عمر اقتصادی سیستم، قیمت برق تولیدی آن به مراتب کمتر از سیستم‌های میکروتوربین گازی می‌باشد. تنها مشکل عمده این نوع از سیستم‌های هیبریدی قیمت اولیه خرید تجهیزات آن می‌باشد.

جدول ۶ مقایسه عملکرد سیستم هیبریدی با میکروتوربین گازی

پارامترها	هیبریدی	ساده
راندمان الکتریکی سیستم	۵۱/۴۴	۲۵/۸۷
راندمان کلی سیستم	۶۴/۲۲	۵۳/۸۸
قیمت خرید تجهیزات (دلار)	۱۱۱۳۰۰۰	۶۵۸۰۶
قیمت برق بر اساس روش TRR (دلار بر کیلووات ساعت)	۰/۱۸۵۶	۰/۲۱۴۱
قیمت برق بر اساس مدل ساده لازارتو (دلار بر کیلووات ساعت)	۰/۱۱۶۷	۰/۱۹۵۵
قیمت برق در سال اول (دلار بر کیلووات ساعت)	۰/۱۸۳۲	۰/۱۶۶۶
قیمت خرید و نصب (دلار بر کیلووات)	۱۶۹۲	۵۶۱/۶

با توجه به شکل‌های ارائه شده می‌توان این‌گونه نتیجه گرفت که برای دستیابی به یک حالت بهینه ترمودینامیکی و ترمواکونومیکی، باید نسبت فشار و نسبت هوا به سوخت مناسبی برای سیستم هیبریدی انتخاب نمود. همان‌طور که در شکل‌های ۳ و ۴ نشان داده شده است، استفاده از نسبت‌های هوا به سوخت پایین سبب محدود شدن فشار کاری سیستم خواهد شد. در نسبت فشار و نسبت هوا به سوخت پایین به دلیل بالا بودن دمای کاری پیل و دمای گازهای ورودی به توربین، قیمت توربین و پیل سوختی بسیار بالا بوده و این مسأله سبب خواهد شد که قیمت برق تولیدی سیستم نیز بالا باشد. با افزایش میزان نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم و کاهش دماهای اشاره شده، قیمت برق تولیدی ابتدا سیر نزولی و سپس به دلیل بالا رفتن ظرفیت تجهیزات سیر صعودی پیدا می‌کند. نتایج مربوط به سیستم هیبریدی مستقیم در یک نسبت فشار کاری معین (۳/۲۵۵ بار) و با رعایت محدودیت‌های موجود، در جدول ۵ ارائه شده است. در این مقایسه دمای گازهای ورودی به توربین ۱۲۰۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است.

جدول ۵ پارامترهای عملکردی سیستم هیبریدی در حالت بهینه

پارامتر	مقدار
راندمان الکتریکی سیستم	۵۱/۴۴
راندمان اگزوزی سیستم	۵۰/۳۸
راندمان کلی سیستم	۶۴/۲۲
نرخ توان تولیدی پیل سوختی (کیلووات)	۷۹۶/۳
نرخ توان تولیدی توربین (کیلووات)	۳۵۴/۴
نرخ توان تولیدی سیستم (کیلووات)	۹۶۰/۷
نرخ آنتروپی تولیدی (کیلووات بر کلون)	۲/۳۳۵
نرخ اگزوزی تخریب شده (کیلووات)	۶۷۱/۸
نرخ اگزوزی تلف شده (کیلووات)	۲۹۷
نرخ گرمای بازیاب شده (کیلووات)	۲۳۸/۷
نرخ بازگشت ناپذیری کلی (کیلووات)	۹۶۸/۸
میزان آلاینده‌گی (کیلومول بر ساعت)	۸/۵۱
هزینه خرید تجهیزات (دلار)	۱۱۱۳۰۰۰
هزینه تجهیز و نگهداری در یک سال (دلار)	۶۵۱۰۷۸
قیمت برق (دلار بر کیلووات ساعت)	۰/۱۸۵۶
قیمت برق بر اساس مدل ساده (دلار بر کیلووات ساعت)	۰/۱۱۶۷
قیمت برق در سال اول (دلار بر کیلووات ساعت)	۰/۱۸۳۲
هزینه خرید و نصب (دلار بر کیلووات)	۱۶۹۲

۸- نتیجه‌گیری

بررسی عملکرد سیستم هیبریدی نشان می‌دهد که افزایش فشار کاری سیستم به دلیل کاهش دمای پیل و دمای گازهای ورودی به توربین و همچنین افزایش کار مورد نیاز کمپرسورها، سبب افت راندمان الکتریکی و توان تولیدی سیستم هیبریدی می‌گردد. از سوی دیگر با افزایش فشار کاری سیستم به دلیل بالا رفتن ظرفیت تجهیزات، قیمت برق تولیدی و همچنین هزینه‌های مربوط به خرید، نصب و راه اندازی سیستم افزایش خواهد یافت. بطور کلی نتایج مربوط به تغییرات فشار کاری نشان می‌دهد که در این نوع از سیستم‌های هیبریدی عملکرد بهینه سیستم کارکرد در فشار کاری پایین (سه الی چهار بار) می‌باشد. از سوی دیگر نتایج نشان می‌دهد که با افزایش نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم، به دلیل اثرات خنک‌کنندگی، دمای پیل و گازهای ورودی به توربین کاهش پیدا کرده و این مسئله سبب افت راندمان الکتریکی و توان تولیدی سیستم می‌گردد. در نسبت فشار و نسبت هوا به سوخت پایین به دلیل بالا بودن دمای کاری پیل و دمای گازهای ورودی به توربین، قیمت توربین و پیل سوختی بسیار بالا بوده و این مسئله سبب خواهد شد که قیمت برق تولیدی سیستم نیز افزایش یابد. با افزایش میزان نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم و کاهش دماهای اشاره شده، قیمت برق تولیدی ابتدا سیر نزولی و سپس به دلیل بالا رفتن ظرفیت تجهیزات سیر صعودی پیدا می‌کند. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که با در نظر گرفتن عمر اقتصادی سیستم، استفاده از این نوع سیستم‌های هیبریدی در مقایسه با یک میکروتوربین گازی از لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه بوده و قیمت برق تولیدی آن کمتر می‌باشد.

۹- مراجع

- Performance Studies”, *Fuel Cells 96 Review Meeting*, Morgantown, West Virginia, August 20-21, 1996, DOE/METC/C-97/7278.
- [5] Chaney, J., Tharp, R., Wolf, W., Fuller, A., Hartvigson, J., 1999, *Fuel Cell/Micro Turbine Combined Cycle*, Final Report; McDermott Technology, Inc. Alliance.
- [6] Massardo A.F., Lubelli F., “Internal Reforming Solid Oxide Fuel Cell-Gas Turbine Combined Cycles (IRSOFC-GT): Part I - Cell Model and Cycle Thermodynamic Analysis”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 122, 2000, pp. 27-35.
- [7] Bessette, N.F., Pierre, J.F., 2000, *Status of Siemens Westinghouse Tubular Solid Oxide Fuel Cell Technology and Development Program*, *Proceedings of the 2000 Fuel Cell Seminar*, Courtesy Associates.
- [8] Singhal S.C., “Advances in Solid Oxide Fuel Cells”, *Journal of Solid State Ionic*, Vol. 135, 2000, pp. 305-313.
- [9] Palsson J., *Thermodynamic Modeling and Performance of Combined Solid Oxide Fuel Cell and Gas Turbine System*, PhD Thesis, Department of Heat and Power Engineering, Lund University of Sweden, 2002.
- [10] Palsson J., Selimovic A. and Sjunnesson L., “Combined Solid Oxide Fuel Cell and Gas Turbine Systems for Efficient Power and Heat Generation”, *Journal of Power Sources*, Vol. 86, 2000, pp. 442-448.
- [11] Chan S.H., Ho H.K., Tian Y., “Modelling of Simple Hybrid Solid Oxide Fuel Cell and Gas Turbine Power Plant”, *Journal of Power Sources*, Vol. 109, No. 1, 2002, pp. 111-120.
- [12] Kuchonthara P., Bhattacharya S. and Tsutsumi A., “Energy Recuperation in Solid Oxide Fuel Cell (SOFC) and Gas Turbine (GT) Combined Systems”, *Journal of Power Sources*, Vol. 117, 2003, pp. 7-13.
- [13] Uechi H., Kimijima S., Kasagi N., “Cycle Analysis of Gas Turbine-Fuel Cell Cycle Hybrid Micro Generation System”, *J. Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 126, 2004, pp. 755-762.
- [14] Yang W.J., Park S.K., Kim T.S., Kim J.H., Sohn J.L. and Ro S.T., “Design Performance Analysis of Pressurized Solid Oxide Fuel Cell/Gas Turbine Hybrid Systems Considering Temperature Constraints”, *Journal of Power Sources*, Vol. 160, 2006, pp. 462-473.
- [15] Ghanbari Bavarsad P., “Energy and Exergy Analysis of Internal Reforming Solid Oxide Fuel Cell-Gas Turbine Hybrid System”, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 32, No. 17, 2007, pp. 4591-4599.
- [16] Ghanbari Bavarsad P., *Modeling and Performance Evaluation of a Hybrid Solid Oxide Fuel Cell and*

- [1] Zhang X., Chan S.H., Li G., Ho H.K., Li J., Feng Z., “A Review of Integration Strategies for Solid Oxide Fuel Cells”, *Journal of Power Sources*, Vol. 195, 2010, pp. 685-702.
- [2] Brouwer, J., *Hybrid Gas Turbine Fuel Cell Systems*, National Fuel Cell Research Center, University of California; See also URL <http://www.nfrcr.uci.edu>.
- [3] Harvey S.P., Richter H.J., “Gas Turbine Cycles with Solid Oxide Fuel Cells, Part I and II”, *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 116, 1994, pp. 305-318.
- [4] Lee G., Sudhoff f., “Fuel Cell/Gas Turbine System

- Hydrogen Energy*, Vol. 35, 2010, pp. 11208-11215.
- [24] Cheddie D.F., Murray R., "Thermo-Economic Modeling of an Indirectly Coupled Solid Oxide Fuel Cell/Gas Turbine Hybrid Power Plant", *Journal of Power Sources*, Vol. 195, 2010, pp. 8134-8140.
- [25] Cheddie D.F., "Thermo-Economic Optimization of an Indirectly Coupled Solid Oxide Fuel Cell/Gas Turbine Hybrid Power Plant", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 36, 2011, pp. 1702-1709.
- [26] Bejan A., Tsatsaronis G. and Moran M., *Thermal Design and Optimization*, John Wiley & Sons, 1996.
- [27] Akkaya A.V., "Electrochemical Model for Performance Analysis of a Tubular SOFC", *International Journal of Energy Research*, Vol. 31, 2007, pp. 79-98.
- [28] Pirkandi J., Ghassemi M. and Hamed M.H., "Performance Comparison of Direct and Indirect Hybrid Systems of Gas Turbine and Solid Oxide Fuel Cell from Thermodynamic and Exergy Viewpoints", *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 12, No. 3, 2012, pp. 117-133. (In Persian)
- [29] Pirkandi J., *Thermodynamic and Thermoeconomic Optimization of a Complex High Temperature Fuel Cell and Gas Turbine Hybrid System*, PhD Thesis, K.N.Toosi University of Technology, 2013. (In Persian)
- [30] Ciesar, J.A., 2001, *Hybrid Systems Development by the Siemens Westinghouse Cower Corporation*, Siemens Westinghouse Power Corporation Natural Gas/Renewable Energy Hybrids Workshop.
- Gas Turbine System from Energy and Exergy Viewpoints*, MSc Thesis, Sharif University of Technology, 2007. (In Persian)
- [17] Motahar S., Alamrajabi A.A., "Exergy Based Performance Analysis of a Solid Oxide Fuel Cell and Steam Injected Gas Turbine Hybrid Power System", *International journal of hydrogen*, Vol. 34, 2009, pp. 2396-2407.
- [18] Motahar S., *Performance Augmentation of a Hybrid Solid Oxide Fuel Cell and Gas Turbine System Using Steam Injection: Energy and Exergy Analysis*, MSc. Thesis, Isfahan University of Technology, 2007. (In Persian)
- [19] Haseli Y., Dincer I., Naterer G.F., "Thermodynamic Modeling of a Gas Turbine Cycle Combined with a Solid Oxide Fuel Cell", *Journal of Hydrogen energy*, Vol. 33, 2008, pp. 5811-5822.
- [20] Volkan Akkaya A., Sahin B. and Erdem H.H., "An Analysis of SOFC/GT CHP System Based on Exergetic Performance Criteria", *Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 33, 2008, pp. 2566-2577.
- [21] Arsalis A., "Thermoeconomic 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, 2008, pp. 313-326.
- [22] Santin M., Traverso A., Magistri L. and Massardo A., "Thermoeconomic Analysis of SOFC-GT Hybrid Systems Fed by Liquid Fuels", *Journal of Energy*, Vol. 35, 2010, pp. 1077-1083.
- [23] Cheddie D.F., Murray R., "Thermo-Economic Modeling of a Solid Oxide Fuel Cell/Gas Turbine Power Plant with Semi-Direct Coupling and Anode Recycling", *International Journal of*