

تحلیل ترمو اقتصادی سیستم ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد، توربین گاز، توربین بخار برای دو حالت اتصال مستقیم و غیر مستقیم پیل سوختی و توربین گاز

صابر صادقی

استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک و مواد، دانشگاه تحصیلات تکمیلی صنعتی و فناوری پیشرفته، کرمان، ایران

چکیده

در کار حاضر سیستم ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد، توربین گاز و توربین بخار از نظر اقتصادی و ترمودینامیکی بررسی شده است. به منظور تحلیل اقتصادی هزینه سالیانه شده و برای تحلیل ترمودینامیکی با حل معادله بقای انرژی، راندمان انرژی بدست آمده است. اتصال پیل و توربین گاز، به صورت مستقیم یا غیر-مستقیم و همچنین گرمایش واکنشگرهای ورودی به پیل، تماما با خروجی توربین گاز یا پیش گرمایش با خروجی توربین گاز و گرمایش نهایی با خروجی محفظه پس سوز، چهار پیکربندی متفاوت ایجاد می کنند که از نظر اقتصادی و ترمودینامیکی مورد بررسی قرار گرفته اند. این چهار پیکربندی می توانند شرایطی را ایجاد کنند که فشار کاری پیل و توربین گاز متفاوت یا یکسان باشد و از طرفی دمای کارکردی متفاوتی برای پیل ایجاد شود. نتایج نشان می دهد که سیستم ترکیبی با اتصال مستقیم و گرمایش واکنشگرها تنها با خروجی توربین گاز، به ازای شدت جریان 1000 A/m^2 با راندمان 59.3% و هزینه سالیانه $416290 \text{ \$/year}$ مناسب ترین سیستم به لحاظ ترمودینامیکی و به ازای شدت جریان 5000 A/m^2 با راندمان 52.7% و هزینه سالیانه $212438 \text{ \$/year}$ مناسب ترین سیستم به لحاظ اقتصادی است.

واژه های کلیدی: پیل سوختی اکسید جامد، توربین گاز، توربین بخار، ترمو اقتصادی.

Thermo-economic Analysis of the Solid Oxide Fuel Cell, Gas Turbine and Steam Turbine Hybrid System for Fuel Cell and Gas Turbine Direct and Indirect Connection

S. Sadeghi

Faculty of Mechanical and Material Engineering, Graduate University of Advanced Technology, Kerman, Iran

Abstract

Present work considers the thermo-economic analysis of solid oxide fuel cell (SOFC), gas turbine (GT) and steam turbine (ST) hybrid system. The annualized cost is considered to economic analysis and for thermodynamics analysis, the energy equations are solved to obtain the energy efficiency. Directly or indirectly connection of SOFC and GT and also heating the SOFC input reactants with only GT output or the GT output with the after burner output offers four different configurations. These different configurations can cause condition that SOFC and GT have different operating pressure or the same ones, and also can cause different SOFC operating temperatures. Results show that the hybrid system with SOFC and GT direct connection and using only the GT output for heating is the optimum thermodynamics hybrid system with 59.3% efficiency and 416290 \$/year annualized cost for 1000 A/m² current density. And the hybrid system with these condition is the optimum economic hybrid system with 52.7% efficiency and 212438 \$/year annualized cost for 5000 A/m² current density.

Keywords: solid oxide fuel cell, gas turbine, steam turbine, thermo-economic.

جامد را با توربین گاز ترکیب کرد و به توان اسمی ۲۲۰ کیلووات با بازده ۵۷ درصد دست یافت. سپس مدل های ترمودینامیکی و ریاضی متفاوتی توسط گروه های تحقیقاتی توسعه و استخراج شد. به عنوان یکی از اولین تحقیقات آیدی و همکاران [۵] و سپس گستاگنا و همکاران [۶] تحلیل و طراحی سیستم های ترکیبی توربین گاز و پیل سوختی اکسید جامد را انجام دادند. چان و همکاران [۷]، راجاشکارا [۸]، سانگ و همکاران [۹]، لای و همکاران [۱۰] و کوماتسو و همکاران [۱۱] از جمله کسانی بودند که در مورد مدلسازی این سیستم ترکیبی تحقیقات خوبی انجام دادند. تاثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد این سیستم ترکیبی در حالت اتصال غیرمستقیم توسط عامری و محمدی [۱۲] بررسی شده است که بیان می کند افزایش شدت جریان پیل سبب کاهش راندمان و افزایش توان تولیدی می شود. و در حالت اتصال مستقیم توسط دانگ و همکاران [۱۳] و سابی و همکاران [۱۴] مورد بررسی قرار گرفته است که حاکی از آن است، دمای پایین ورودی به پیل سوختی و نسبت فشار پایین سبب افزایش راندمان

۱- مقدمه

افزایش آلودگی هوا و ایجاد مشکلات زیست محیطی و همچنین کاهش میزان ذخایر سوخت های فسیلی، تلاش برای ایجاد سیستم های تولید توان پربازده را روزافزون کرده است. پیل های سوختی از جمله پربازده ترین سیستم های تولید توان به شمار می روند. در میان پیل های سوختی، پیل سوختی اکسید جامد به علت دمای کارکردی بالا و در نتیجه قابلیت ترکیب با دیگر سیستم های تولید توان از اقبال بیشتری برخوردار بوده است. یک مورد پرکاربرد استفاده از پیل سوختی اکسید جامد در سیستم های تولید توان ترکیبی، ترکیب این پیل سوختی با توربین گازی می باشد [۱]. برای اولین بار در سال ۱۹۷۰ میلادی شرکت زیمنس وستینگهوس تحقیقاتی بر روی این سیستم ترکیبی انجام داد [۱]. از دیگر تحقیقات اولیه می توان به کار چانی و همکاران [۲]، لی و سودهوف [۳] و ماساردو و لوبلی [۴] اشاره کرد. در سال ۲۰۰۰ شرکت زیمنس وستینگهوس یک پیل سوختی اکسید

به صورت مستقیم به هم متصل شده بودند و سیکل ارگانیک رنگین را مورد مطالعه قرار دادند. آنها اثر نوع سیال عامل موجود در سیکل ارگانیک رنگین بر راندمان سیستم را بررسی کردند و دریافتند که R236fa بهترین سیال عامل است.

در تحقیقات بیان شده همواره یکی از دو روش اتصال مستقیم یا غیرمستقیم پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز استفاده شده و هیچ گاه تاثیر شیوه اتصال این دو سیستم تولید توان بر عملکرد سیستم ترکیبی مورد مقایسه قرار نگرفته است. از طرفی در کارهای گذشته تاثیر استفاده از دو سری مبادله کن گرما برای بالا بردن دمای ورودی به پیل سوختی و در نتیجه افزایش دمای کارکرد پیل سوختی بر عملکرد ترمو اقتصادی سیستم ترکیبی بررسی نشده است. علاوه بر این ترکیب پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز با توربین بخار بسیار کم مورد مطالعه قرار گرفته، که در این مطالعه تاثیر آن بر عملکرد سیستم ترکیبی با شرایط کاری متفاوت بررسی خواهد شد.

در کار حاضر پیکربندی‌های مختلفی برای سیستم ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد، توربین گاز و توربین بخار مدنظر قرار گرفته و تاثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد این پیکربندی‌ها، که براساس شیوه اتصال پیل سوختی و توربین گاز و نحوه گرمایش واکنشگرهای ورودی به پیل سوختی طراحی شده‌اند، مورد بررسی قرار گرفته است. هدف از ایجاد پیکربندی‌های مختلف، فراهم کردن امکان ایجاد شرایط دمایی و فشاری متفاوت و بررسی تاثیر آن‌ها می‌باشد. این موضوع تاکنون در مقالات مورد بررسی قرار نگرفته است. معیار مقایسه، عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی سیستم‌های مختلف است که شامل راندمان، هزینه سالیانه شده، توان اجزاء، توان کلی سیستم و دما و ولتاژ پیل سوختی اکسید جامد می‌باشد. همچنین اثر تغییر نرخ تورم و عمر مفید سیستم ترکیبی، بر هزینه سالیانه شده نیز مورد بررسی قرار گرفته است.

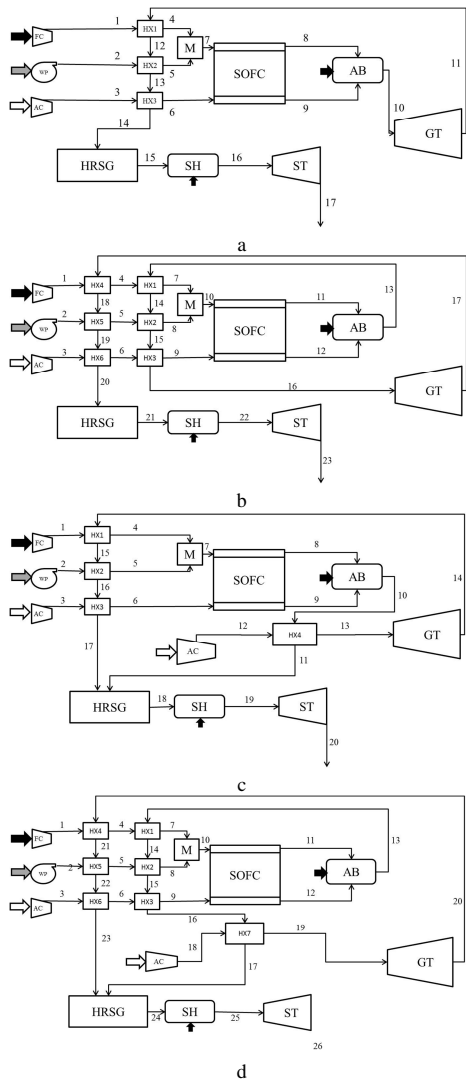
۲- تفسیر سیستم‌ها

در کار حاضر چهار پیکربندی متفاوت از ترکیب پیل سوختی اکسید جامد، توربین گاز و توربین بخار که در شکل ۱ آورده شده‌اند، مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته است. در سیستم a خروجی پیل سوختی وارد محفظه پس‌سوز شده و با تزریق مقداری سوخت با دمای بالا وارد توربین گاز می‌شود و توان تولید می‌کند. خروجی توربین گاز ابتدا برای پیش گرمایش سوخت، آب و هوای ورودی به پیل سوختی مورد استفاده قرار می‌گیرد و سپس وارد HRSG شده تا بخار مورد نیاز توربین بخار را فراهم سازد. خروجی HRSG وارد سوپرهیتر شده تا با تزریق مقداری سوخت به دمای لازم برای ورود به توربین بخار برسد. در سیستم b از خروجی توربین گاز برای بالا بردن دمای ورودی‌های پیل سوختی تا یک دمای مشخص استفاده می‌شود. خروجی محفظه پس‌سوز ابتدا دمای این ورودی‌ها را به اندازه مورد نظر برای ورود به پیل سوختی می‌رساند و سپس به منظور تولید توان وارد توربین گاز می‌شود. با این روش می‌توان دمای واکنشگرهای ورودی پیل سوختی را بالاتر برد و در نتیجه دمای کار پیل را افزایش داد. در سیستم‌های c و

سیستم ترکیبی می‌شود. همچنین این سیستم ترکیبی از نظر اقتصادی، انرژی و زیست محیطی نیز توسط محققین زیادی مورد مطالعه قرار گرفته است. از جمله این کارها می‌توان به کار ماسادردو و ماگیستری [۱۵]، اسیرامولو و گوپتا [۱۶] و فتاهیان و همکاران [۱۷]، که در هر سه از اتصال مستقیم پیل سوختی به توربین گازی و وارد کردن محصولات پیل سوختی به توربین گاز برای تولید توان استفاده شده، اشاره کرد. نتایج آنها نشان می‌دهد که بیشترین تخریب انرژی در پیل سوختی و محفظه احتراق یعنی جایی که واکنش‌های شیمیایی انجام می‌شوند، اتفاق می‌افتد. سیستم ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز توسط خانی و همکاران [۱۸] که در آن از شیوه اتصال غیرمستقیم استفاده شده و توسط وو و زو [۱۹] که در آن از شیوه اتصال مستقیم استفاده شده، از دیدگاه‌های مختلف بهینه‌سازی شده است. از جمله کارهایی که روی ترکیب پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز در ایران انجام شده، می‌توان به کار پیرکندی و همکاران [۲۰] اشاره کرد. آنها عملکرد ترمودینامیکی یک سیستم ترکیبی شامل پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز که به روش مستقیم به هم متصل شده‌اند را برای تولید همزمان برق و گرما مورد بررسی قرار دادند. نتایج آنها نشانگر افزایش بازده سیستم هیبریدی در اثر افزایش دما و فشار کاری پیل تا حدود ۸۰ درصد بود.

از خروجی توربین گاز می‌شود برای ایجاد بخار و راه‌اندازی توربین بخار استفاده کرد. اضافه کردن توربین بخار به سیستم ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز کمتر مورد بررسی قرار گرفته است. ارسالیس و اسپاکووسکی [۲۱] یک تحلیل ترمودینامیکی از یک پیکربندی خاص برای سه توان متفاوت ارایه و اندازه‌های متفاوت پیل سوختی را برای انتخاب مناسب به لحاظ ترمودینامیکی و اقتصادی بررسی کردند. اولوی و همکاران [۲۲] نیز یک پیکربندی خاص را به لحاظ انرژی، انرژی و اقتصادی تحلیل کرده‌اند و راندمان انرژی و انرژی را به ترتیب ۶۴٪ و ۶۲٪ بدست آوردند. چوی و همکاران [۲۳] به ترکیب پیل سوختی اکسید جامد-توربین گاز-توربین بخار، یک سیستم جذب دی‌اکسید کربن اضافه کردند و آن را مورد بررسی قرار دادند. نتایج بیان می‌کند که توان توربین بخار و توربین گاز با افزایش دمای ورودی به توربین گاز افزایش می‌یابد و راندمان سیستم ترکیبی با اضافه کردن سیستم جذب دی اکسید کربن حدود ۵٪ کاهش می‌یابد. ولایا و همکاران [۲۴و۲۵] امکان ترکیب پیل سوختی اکسید جامد با توربین گاز و توربین بخار مورد بررسی قرار دادند و به راندمان حدود ۵۹/۴٪ دست یافتند. یک ترکیب پیچیده از این سه سیستم تولید توان توسط ابارا [۲۶] مورد بررسی قرار گرفت. ابارا از یک سیستم پیل سوختی اکسید جامد با بهسازی خارجی استفاده کرد و محصولات خروجی از توربین گاز را به کاتد پیل سوختی وارد کرد. نتایج نشان می‌دهد که با انتخاب ۵۴۲ کیلووات پیل سوختی، ۵۵۰ کیلووات توربین گاز و ۳۰۸ کیلووات توربین بخار می‌توان بار مورد نظر را به صورت پایدار تامین کرد. اریشچین و همکاران [۲۷] یک آنالیز محاسباتی برای طراحی بهینه سیستم ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز با تکیه بر اثر نسبت مصرف سوخت بر راندمان و هزینه نصب انجام دادند. نتایج آنها نشان داد که بیشترین راندمان در نسبت مصرف سوخت ۰/۸ بدست می‌آید. راجینی سینگ و انکار سینگ [۲۸] سیستم ترکیبی شامل پیل سوختی اکسید جامد، توربین گاز که

تعدادل برای واکنش‌های بهسازی و دگرگونی از معادله (۲) محاسبه می‌شوند. این ثابت‌ها در معادلات (۵) و (۶) جایگذاری شده و سه معادله (۵)، (۶) و (۷) به طور همزمان برای محاسبه x, y, z حل می‌شوند.

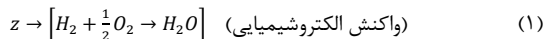
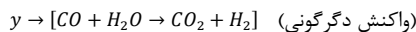
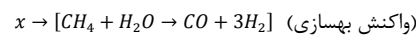


شکل ۱- پیکربندی‌های مختلف از ترکیب پیل سوختی، توربین گاز و توربین بخار: (a) اتصال مستقیم پیل سوختی و توربین گاز، گرمایش ورودی‌های پیل سوختی تماماً با خروجی توربین گاز. (b) اتصال مستقیم پیل سوختی و توربین گاز، گرمایش ورودی‌های پیل سوختی با خروجی توربین گاز و خروجی پس‌سوز. (c) اتصال غیرمستقیم پیل سوختی و توربین گاز، گرمایش ورودی‌های پیل سوختی تماماً با خروجی توربین گاز. (d) اتصال غیرمستقیم پیل سوختی و توربین گاز، گرمایش ورودی‌های پیل سوختی با خروجی توربین گاز و خروجی پس‌سوز.

d خروجی پیل سوختی مستقیماً وارد توربین گاز نمی‌شود و از آن برای گرمایش سیال عامل ورودی به توربین گاز، که در اینجا هوا در نظر گرفته شده، در یک مبادله‌کن گرما استفاده می‌شود. با این روش سیال عامل پیل سوختی و توربین گاز از هم جدا شده و می‌توان برای این دو قسمت فشارهای متفاوتی در نظر گرفت. تفاوت سیستم c و سیستم d شبیه تفاوت سیستم a و b می‌باشد. در نتیجه در سیستم d دمای کارکرد پیل سوختی بالاتر از سیستم c خواهد بود.

۳- پیل سوختی اکسید جامد

به منظور استفاده از سوخت‌های هیدروکربنی (در این تحقیق متان به عنوان سوخت در نظر گرفته شده است) در پیل سوختی اکسید جامد [۷]، نیاز به بهسازی (reforming) و تبدیل آن به هیدروژن در داخل یا خارج پیل می‌باشد. بهسازی داخلی به دلیل کاهش هزینه و بهبود خنک‌کاری پیل سوختی پیشنهاد مناسب‌تری می‌باشد. مکانیزم-های واکنش در پیل سوختی با بهسازی داخلی به صورت زیر می‌باشند:



x, y, z در این معادلات نرخ مولی پیشرفت واکنش‌ها را نشان می‌دهند. ثابت تعادل واکنش‌های بهسازی (reforming) و دگرگونی (shifting) تابع دما می‌باشد و می‌توان آنها را از رابطه زیر بدست آورد:

$$\text{Log}K_p = AT^4 + BT^3 + CT^2 + DT + E \quad (۲)$$

ثابت‌های این معادله برای دو واکنش در مقاله چان و همکاران [۷] آورده شده است. فرض می‌شود که واکنش‌های بهسازی و دگرگونی همواره در تعادل باشند. ثابت‌های تعادل را همچنین می‌توان از فشارهای جزئی واکنشگرها و محصولات طبق معادلات زیر بدست آورد:

$$K_{p,r} = \frac{P_{H_2}^3 \times P_{CO}}{P_{CH_4} \times P_{H_2O}} \quad (۳)$$

$$K_{p,s} = \frac{P_{CO_2} \times P_{H_2}}{P_{CO} \times P_{H_2O}} \quad (۴)$$

با ارتباط دادن فشارهای جزئی به نرخ مولی پیشرفت واکنش‌ها و

جایگزینی در معادلات بالا به معادلات زیر خواهیم رسید:

$$K_{p,r} = \frac{([\dot{n}_{H_2}]^{in} + 3x + y - z)^3 \times ([\dot{n}_{CO}]^{in} + x - y)}{([\dot{n}_{CH_4}]^{in} - x) \times ([\dot{n}_{H_2O}]^{in} - x - y + z)} \times \frac{P_{cell}^2}{([\dot{n}_{tot}]^{in} + 2x)^2} \quad (۵)$$

$$K_{p,s} = \frac{([\dot{n}_{CO_2}]^{in} + y) \times ([\dot{n}_{H_2}]^{in} + 3x + y - z)}{([\dot{n}_{CO}]^{in} + x - y) \times ([\dot{n}_{H_2O}]^{in} - x - y + z)} \quad (۶)$$

$$U_f = \frac{z}{3x + y} \rightarrow z = U_f \times (3x + y) \quad (۷)$$

در روابط بالا in نشان دهنده ورودی‌هاست و U_f ضریب مصرف سوخت را نشان می‌دهد. در این معادلات به شرط مشخص بودن دمای کارکرد پیل سوختی سه مجهول وجود دارد که با استفاده از معادله مربوط به ضریب مصرف سوخت می‌توان سه معادله-سه مجهول را برای محاسبه x, y, z حل کرد. اما در کار حاضر دما با استفاده از معادلات انرژی حاکم بر پیل سوختی و به روش سعی و خطا محاسبه شده است. ابتدا حدس اولیه‌ای برای دما در نظر گرفته می‌شود. با این دما ثابت‌های

هستند که مقدار آنها در مقاله چان و همکاران [۷] برای قسمت‌های مختلف داده شده است.

افت ولتاژ غلظت که در چگالی جریان‌های بالا اهمیت پیدا می‌کند، از روابط زیر محاسبه می‌گردد:

$$V_{conc} = V_{conc}^{an} + V_{conc}^{ca} \quad (12)$$

$$V_{conc}^{an} = \frac{R_u T}{n_e F} \ln \left(\frac{1 - i/i_{L,H2}}{1 + i/i_{L,H2O}} \right)$$

$$V_{conc}^{ca} = \frac{R_u T}{n_e F} \ln \left(\frac{1}{1 + i/i_{L,O2}} \right)$$

در روابط بالا i_L چگالی جریان حدی است که با شرایط کاری پیل سوختی تغییر می‌کند. حال با محاسبه افت ولتاژها می‌توان ولتاژ کارکرد پیل سوختی را بدست آورد. با مشخص بودن ولتاژ پیل سوختی، توان تولیدی پیل سوختی از روابط زیر قابل محاسبه است:

$$I_{tot} = 2Fz \quad (13)$$

$$Power_{DC-tot} = V_{cell} I_{tot} \quad (14)$$

$$Power_{AC-tot} = Power_{DC-tot} \times \eta_{inv,FC} \quad (15)$$

در روابط بالا I_{tot} جریان الکتریکی کلی پیل سوختی و $\eta_{inv,FC}$ راندمان اینورتر پیل سوختی می‌باشند.

دمای کارکرد پیل سوختی با استفاده از حل همزمان معادلات انرژی، ثابت‌های تعادلی، ضریب مصرف سوخت و افت ولتاژها به روش سعی و خطا براساس الگوریتم شکل ۲ محاسبه می‌شود. واکنش بهسازی گرماگیر و واکنش‌های دگرگونی و الکتروشیمیایی گرمازا می‌باشند، لذا موازنه انرژی از معادلات زیر بدست می‌آید:

$$\dot{Q}_r = x(\bar{h}_{CO} + 3\bar{h}_{H2} - \bar{h}_{CH4} - \bar{h}_{H2O}) \quad (16)$$

$$\dot{Q}_{sh} = x(\bar{h}_{CO2} + \bar{h}_{H2} - \bar{h}_{CO} - \bar{h}_{H2O}) \quad (17)$$

$$\dot{Q}_{elec} = ZT\Delta S - I\Delta V_{Loss} \quad (18)$$

$$\Delta S = \left(S_{H2O}^* - S_{H2}^* - \frac{1}{2}S_{O2}^* \right) + \frac{R_u}{2} \ln \left(\frac{P_{H2}^2 \times P_{O2}}{P_{H2O}^2} \right) \quad (19)$$

$$\dot{Q}_{net} = \dot{Q}_{elec} + \dot{Q}_{sh} - \dot{Q}_r \quad (20)$$

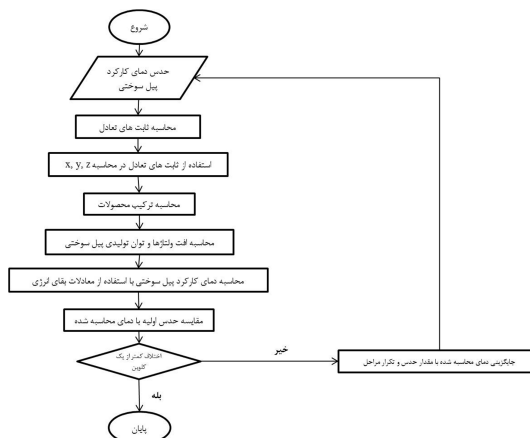
فرض شده است که پیل سوختی به صورت آدیاباتیک عمل کند و با محیط تبادل گرمایی نداشته باشد.

۴- تحلیل اقتصادی

یکی از روش‌های متداول بررسی و مقایسه اقتصادی سیستم‌ها، استفاده از روش هزینه سالیانه شده می‌باشد. برای محاسبه هزینه سالیانه شده باید هزینه اولیه سالیانه شده، هزینه تعمیرات سالیانه و هزینه عملیاتی را با هم جمع کنیم. البته اگر طول عمر قسمت‌های مختلف سیستم متفاوت باشد باید هزینه جایگزینی سالیانه شده نیز محاسبه و با مقادیر بالا جمع شود. در کار حاضر فرض بر آن است که طول عمر تمام تجهیزات یکسان باشد. برای برآورد هزینه اولیه، هزینه تعمیرات سالیانه و هزینه عملیاتی تجهیزات مختلف سیستم از معادلات ارایه شده در مقاله ارسالیس و اسپاکووسکی [۲۱] استفاده شده است.

معادلات مورد استفاده برای محاسبه هزینه اولیه اجزا سیستم ترکیبی در جدول ۱ آورده شده است. قیمت اینورتر به توان ورودی به آن بستگی دارد. راندمان اینورتر در کار حاضر ۹۵٪ گرفته شده است [۲۲]. به منظور سالیانه کردن هزینه‌های اولیه از معادله زیر استفاده شده است [۲۹]:

$$C_{acap} = C_{cap} \cdot CRF(i, R_{proj}) \quad (21)$$



شکل ۲- طرحواره الگوریتم حل دمای کارکرد پیل سوختی

با این نسبت‌های مولی فشارهای جزئی و در نتیجه افت ولتاژها محاسبه می‌گردد. با داشتن افت ولتاژها، ولتاژ پیل سوختی و توان تولیدی از آن بدست می‌آید.

با توجه به فرض عملکرد آدیاباتیک پیل سوختی و همچنین داشتن توان خروجی از پیل سوختی و مشخص بودن دمای ورودی به پیل سوختی، با موازنه انرژی می‌توان دمای خروجی که همان دمای کارکرد پیل سوختی فرض شده را بدست آورد. این مقدار با حدس اولیه مقایسه و در صورت وجود اختلاف بیش از یک کلوین همین محاسبات با دمای جدید تکرار می‌شود تا دمای کارکرد پیل سوختی بدست آید. طرحواره‌ای از الگوریتم حل در شکل ۲ آورده شده است. ولتاژ برگشت-پذیر پیل سوختی از معادله نرنست بدست می‌آید:

$$E = E^* + \frac{R_u T}{n_e F} \ln \left(\frac{P_{H2} P_{O2}^{0.5}}{P_{H2O}} \right) \quad (8)$$

در این رابطه E^* ولتاژ پیل سوختی در شرایط استاندارد، R_u ثابت عمومی گازها، T دمای کارکرد پیل سوختی، F ثابت فارادی و n_e تعداد الکترون‌های آزاد شده به ازای واکنش هر مول هیدروژن می‌باشند. برای محاسبه ولتاژ واقعی پیل سوختی باید افت ولتاژهای فعال‌سازی، اهمی و غلظت محاسبه شده و از ولتاژ برگشت‌پذیر کسر شوند.

$$V_{cell} = E - (V_{act} + V_{ohm} + V_{conc}) = E - \Delta V_{Loss} \quad (9)$$

افت ولتاژ فعال‌سازی برابر مجموع افت ولتاژ فعال‌سازی در کاتد و افت ولتاژ فعال‌سازی در آنند می‌باشد که از روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$V_{act} = \frac{2R_u T}{n_e F} \sinh^{-1} \left(\frac{i}{2i_{o,an}} \right) + \frac{2R_u T}{n_e F} \sinh^{-1} \left(\frac{i}{2i_{o,ca}} \right)$$

$$i_{o,an} = \gamma_{an} \left(\frac{P_{H2}}{P_{ref}} \right) \left(\frac{P_{H2O}}{P_{ref}} \right)^{0.25} \exp \left(-\frac{E_{act,an}}{R_u T} \right)$$

$$i_{o,ca} = \gamma_{ca} \left(\frac{P_{O2}}{P_{ref}} \right) \exp \left(-\frac{E_{act,ca}}{R_u T} \right) \quad (10)$$

در این روابط i چگالی جریان، i_o چگالی جریان تبدیلی، γ پارامتری وابسته به جنس الکترودها و E مقدار انرژی فعال‌سازی است. افت ولتاژ اهمیک شامل افت ولتاژ در آنند، کاتد، اتصال دهنده‌های داخلی و الکترولیت است که با روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$V_{ohm} = V_{ohm,an} + V_{ohm,ca} + V_{ohm,el} + V_{ohm,inc}$$

$$V_{ohm} = ir$$

$$r = \delta \rho$$

$$\rho = A \exp \left(\frac{B}{T} \right) \quad (11)$$

مقادیر A ، B و δ پارامترهایی وابسته به نوع و هندسه پیل سوختی

هزینه عملیاتی در جدول ۱ آورده شده‌اند.

۵- روش حل و فرضیات

جهت تحلیل مسئله یک برنامه رایانه‌ای در نرم‌افزار متلب^(۱) نوشته شده است. به منظور دستیابی به خواص ترمودینامیکی مورد نیاز، نرم افزار EES که دربرگیرنده این خواص می‌باشد، به وسیله کد نوشته شده در متلب فراخوانی می‌شود. یک حد بازه تغییر پارامترها وابسته به ایجاد حداقل اختلاف دمای لازم برای تبادل گرما بین سیال سرد و گرم در مبادله‌کن ها می‌باشد به گونه‌ای که دمای ورودی سیال گرم از دمای ورودی سیال سرد کمتر نشود. حد دیگر بازه تغییر پارامترها را عوامل دیگر تعیین می‌کند. چگالی جریان حدی، محدود کننده حد بالایی شدت جریان است.

حفظ محدوده دمایی کارکرد پیل سوختی اکسید جامد، حد پایینی ضریب مصرف سوخت و حد بالایی ضریب مصرف هوا را تعیین می‌کند. در تحلیل سیستم‌های هیبریدی، فرضیات زیر در نظر گرفته شده است: از تغییرات انرژی های جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده است. جریان سیال در کلیه اجزا چرخه پایا (دائم) در نظر گرفته شده است. از توزیع دما، فشار و اجزای شیمیایی درون پیل صرف نظر شده است. جریان سیال تراکم ناپذیر فرض شده است. رفتار تمامی گازهای موجود در چرخه به صورت گاز ایده‌ال فرض شده است. از افت فشار در مسیرهای ارتباطی صرف نظر شده است. دمای گازهای خروجی آند و کاتد یکسان و برابر دمای کاری پیل فرض شده است. فرض شده که سوخت درون پیل سوختی با بهسازی داخلی تبدیل به هیدروژن شود. در جدول ۲ مقدار پارامترهای ثابت مورد استفاده در تحلیل سیستم آورده شده است.

۶- اعتبارسنجی

جهت اعتبارسنجی کد تهیه شده، لازم است برای یک نمونه معین نتایج حاصل از این کد با نتایج آزمایشگاهی موجود مقایسه شود. با توجه به کمبود نتایج تجربی در زمینه پیل‌های سوختی اکسید جامد، در این تحقیق از نتایج آزمایشگاهی بدست آمده توسط سینگال [۳۰] برای اعتبارسنجی کد موجود استفاده شده است. نتایج آزمایشگاهی بر مبنای سوختی به دست آمده که از ۸۹ درصد هیدروژن و ۱۱ درصد آب تشکیل شده بود. همان طور که در شکل ۳ مشاهده می‌شود، حداکثر خطا در ولتاژ سلول حدود ۱۰٪ و حداکثر خطا در توان سلول حدود ۵٪ است. مقایسه نتایج آزمایشگاهی و نتایج حاصل از این تحقیق صحت کد تهیه شده را نشان می‌دهد. در آزمایش سینگال، دما و فشار کاری پیل به ترتیب در حدود ۱۰۰۰ درجه سلسیوس و ۱ بار در نظر گرفته شده است.

۱- MATLAB

۷- نتایج

مطالعه حاضر به بررسی اثر پارامترهای مختلف بر عملکرد فنی و اقتصادی سیستم ترکیبی تولید توان شامل پیل سوختی اکسید جامد، توربین گاز و توربین بخار برای پیکربندی‌های مختلف می‌پردازد. این پیکربندی‌ها به منظور مقایسه دو شیوه اتصال پیل سوختی اکسید

جدول ۱- مدل اقتصادی اجزا سیستم ترکیبی [۲۱]

متغیر	تعریف متغیر	مدل اقتصادی
C_{GT}	قیمت توربین گاز (\$)	$C_{GT} = (-98.328 \ln(\dot{W}_{GT}) + 1318.5) \dot{W}_{GT}$
C_{comp}	قیمت کمپرسور (\$)	$C_{comp} = 91562 \left(\frac{\dot{W}_{comp}}{445} \right)^{0.67}$
C_{ST}	قیمت توربین بخار (\$)	$C_{ST} = 3644.3 (\dot{W}_{ST})^{0.7} - 61.3 (\dot{W}_{ST})^{0.95}$
f_{η}	فاکتور تصحیح راندمان پمپ	$f_{\eta} = 1 + \left(\frac{1 - 0.8}{1 - \eta_{pump}} \right)$
C_{pump}	قیمت پمپ آب (\$)	$C_{pump} = 442 (\dot{W}_{pump})^{0.71} 1.41 f_{\eta}$
C_{SOFC}	قیمت استک پیل سوختی اکسید جامد (\$)	$C_{SOFC} = A_{cells} (2.96T_{cell} - 1907)$
C_{inv}	قیمت اینورتر (\$)	$C_{inv} = 10^5 \left(\frac{\dot{W}_{cell}}{500} \right)^{0.7}$
$C_{aux,SOFC}$	قیمت تجهیزات پیل سوختی اکسید جامد (\$)	$C_{aux,SOFC} = 0.1 C_{SOFC}$
C_{HX}	قیمت مبادله‌کن گرمایی (\$)	$C_{HX} = 130 \left(\frac{A_{HX}}{0.093} \right)^{0.78}$
f_{p_i}	فاکتور فشار مبادله-کن گرمایی	$f_{p_i} = 0.0971 \left(\frac{P_i}{30} \right) + 0.9029$
$f_{T,steam}$	فاکتور دمای سمت بخار	$f_{T,steam} = 1 + \exp \left(\frac{T_{out,steam} - 830}{500} \right)$
$f_{T,gas}$	فاکتور دمای سمت گاز	$f_{T,gas} = 1 + \exp \left(\frac{T_{out,gas} - 990}{500} \right)$
K_i	فاکتور تصحیح LMTD	$K_i = \frac{\dot{Q}_i}{\Delta T_{lm,i}}$
$C_{HX(HRSG)}$	قیمت مبادله‌کن‌های HRSG (\$)	$C_{HX(HRSG)} = 3650 \sum_i (f_{p_i} f_{T,steam} f_{T,gas} K_i^{0.8})_i$
f_{p_j}	فاکتور فشار لوله-کشی	$f_{p_j} = 0.0971 \left(\frac{P_j}{30} \right) + 0.9029$
C_{piping}	قیمت لوله‌کشی (\$)	$C_{piping} = 11820 \sum_i (f_{p_j} \dot{m}_{j,steam})$
C_{gas}	قیمت کانال عبور گاز HRSG (\$)	$C_{gas} = 658 \dot{m}_{gas}^{1.2}$
C_{HRSG}	قیمت HRSG (\$)	$C_{HRSG} = C_{HX(HRSG)} + C_{piping} + C_{gas}$
\dot{C}_{mai}	هزینه تعمیرات (\$/year)	$\dot{C}_{mai} = C_{acap} f_{mai}$
\dot{C}_{ope}	هزینه عملیاتی (\$/year)	$\dot{C}_{ope} = C_f \dot{V}_f N_h$

در رابطه بالا C_{cap} هزینه اولیه، CRF ضریب بازگشت سرمایه، i نرخ بهره واقعی و R_{proj} طول عمر سیستم می‌باشند. نرخ بهره واقعی و ضریب بازگشت سرمایه از روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$i = \frac{i' - f}{f + 1} \quad (22)$$

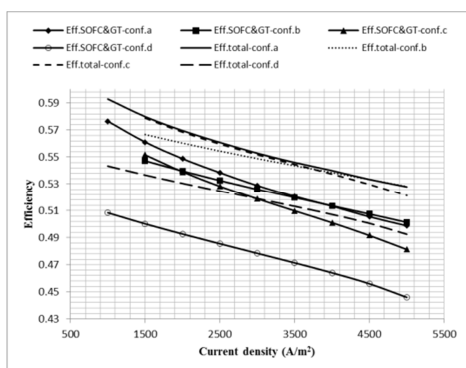
$$CFR(i, R_{proj}) = \frac{i(1+i)^{R_{proj}}}{(1+i)^{R_{proj}} - 1} \quad (23)$$

i' نرخ بهره اسمی و f نرخ تورم می‌باشد که بترتیب برابر با ۲۰ و ۱۵ درصد در نظر گرفته شده‌اند. هزینه تعمیرات در طول عمر سیستم با مستهلک شدن تجهیزات و بر حسب ساعات کارکرد، میزان خاموش-روشن کردن تجهیزات و شرایط محیطی تغییر می‌کند. هزینه تعمیرات سالیانه برای سیستم ترکیبی بیان شده معادل ۶٪ هزینه اولیه سالیانه-شده در نظر گرفته شده است [۲۱].

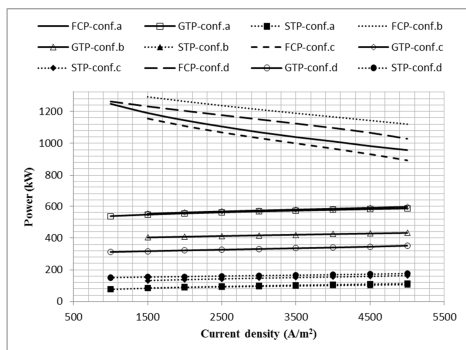
برای محاسبه هزینه عملیاتی که دربرگیرنده هزینه سوخت مصرفی است، مقدار سوخت مصرفی سالیانه را در قیمت واحد آن (۰/۰۳ دلار به ازای هر متر مکعب) ضرب می‌کنیم. روابط مربوط به هزینه تعمیرات و

راندان سیستم b در شدت جریان 2000 A/m^2 از راندان سیستم c بیشتر شده و در شدت جریان بالاتر از 4000 A/m^2 از راندان سیستم a نیز بیشتر می‌شود. دلیل این پدیده را می‌توان از نحوه تغییرات توان اجزاء سیستم ترکیبی با شدت جریان که در شکل ۵ آورده شده، درک کرد. در سیستم‌های b و d، پیل سوختی در دمای بالاتری کار می‌کند و این سبب ایجاد توان بالاتر پیل سوختی می‌شود. با افزایش شدت جریان هر چند توان پیل سوختی کم می‌شود اما اختلاف توان پیل در سیستم‌های b و d با سیستم‌های a و c بیشتر می‌شود. این در صورتی است که توان توربین‌های گازی و بخار با شیب یکنواختی برای تمام سیستم‌ها تغییر می‌کنند. پس می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش شدت جریان، شدت کاهش توان کل برای سیستم‌های b و d کندتر از سیستم‌های a و c است. شکل ۵ همچنین نشان می‌دهد که تغییرات توان توربین گاز و توربین بخار با شدت جریان، مخالف تغییرات توان پیل سوختی است و با افزایش شدت جریان، افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که توان توربین گازی در سیستم‌های a و c بیشتر از دو سیستم دیگر است ولی توان توربین بخار در سیستم‌های c و d بیشتر از سیستم‌ها a و b است. پس در شدت جریان‌های بالا افزایش دمای ورودی به پیل سوختی با استفاده از مبادله‌کن‌های بیشتر نتیجه بهتری می‌دهد و باعث افزایش راندان می‌شود.

شکل ۶ علاوه بر نشان دادن نحوه تغییرات توان کل سیستم ترکیبی، تغییرات هزینه سالیانه شده هر یک از چهار سیستم را با شدت جریان نشان می‌دهد.



شکل ۴- تغییرات راندان با شدت جریان پیل سوختی



شکل ۵- تغییرات توان اجزا سیستم با شدت جریان پیل سوختی

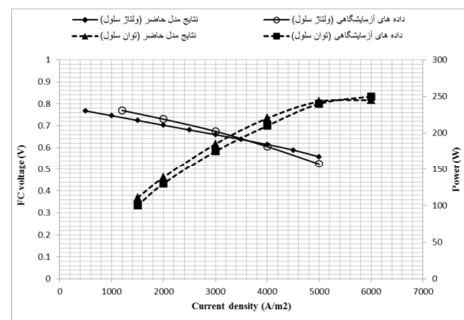
همانطور که انتظار می‌رود سیستم‌های b و d بدلیل وجود تعداد بیشتر مبادله‌کن گرما هزینه بالاتری را تحمیل می‌کنند. نکته دیگر

جامد و توربین گاز و همچنین ایجاد شرایط دمایی متفاوت برای واکنشگرهای ورودی به پیل سوختی طراحی شده‌اند. چنان چه شکل ۱ نشان می‌دهد، برای بالا بردن دمای واکنشگرهای ورودی به پیل سوختی که نتیجه آن بالا رفتن دمای کارکرد پیل سوختی می‌باشد، باید تعداد مبادله‌کن‌های گرمایی را افزایش داد.

از طرفی برای تغییر فشار کارکرد پیل سوختی به مقداری متفاوت با فشار توربین گاز، باید سیال‌های عامل دو سیستم را از هم جدا کرد و از طرح اتصال غیرمستقیم که شامل یک مبادله‌کن برای تبادل گرما بین دو سیال عامل است استفاده کرد. شکل ۴ تغییرات راندان کلی سیستم ترکیبی و راندان سیستمی با همین پیکربندی‌ها، که فقط شامل پیل سوختی و توربین گاز می‌باشد را با تغییر شدت جریان پیل سوختی نشان می‌دهد. ابتدا تغییرات راندان کلی را بررسی می‌کنیم. بیشترین راندان را سیستم a ایجاد می‌کند. پس از آن سیستم c بیشترین راندان را دارد و کمترین راندان مربوط به سیستم d می‌باشد. نکته‌ای که از شکل مشخص است تفاوت نحوه تغییرات راندان سیستم‌های a و c با سیستم‌های b و d می‌باشد. راندان سیستم‌های a و c با شیب تندتری کاهش می‌یابد، به گونه‌ای که در شدت جریان‌های بالاتر از 3500 A/m^2 از راندان سیستم b از راندان سیستم c بیشتر و برابر با راندان سیستم a می‌شود.

جدول ۲- مقدار پارامترهای ثابت مورد نیاز در تحلیل سیستم [۲۰]

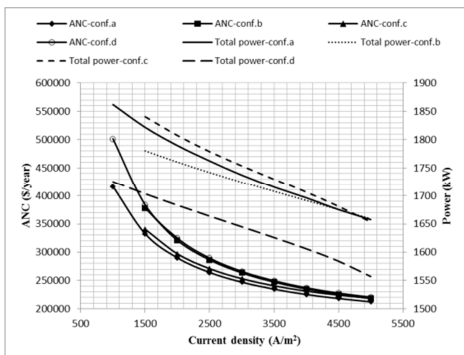
پارامتر	مقدار فرض شده
بازده ایزونتروپیک کمپرسور	٪۸۱
بازده مبادله‌کن	٪۸۰
بازده پمپ	٪۸۵
بازده محفظه پستوسوز	٪۹۵
بازده ایزونتروپیک توربین	٪۸۴
بازده ژنراتور	٪۹۵
بازده اینورتر	٪۸۹
مساحت هر سلول	$10.36/7$ سانتیمتر مربع
طول هر سلول	۱۵۰ سانتیمتر
قطر هر سلول	۲/۲ سانتیمتر
فشار کاری سلول	۳ بار
دبی سوخت ورودی	0.028 کیلومول بر ثانیه
ثابت فارادی	9649×10^7 کولن بر کیلومول



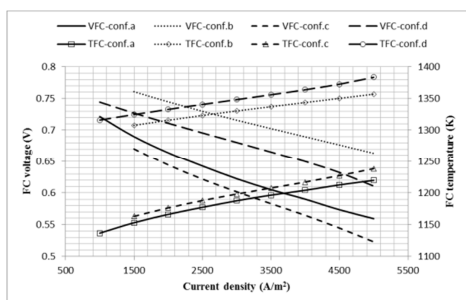
شکل ۳- نتایج آزمایشگاهی و نتایج عددی کار حاضر برای دمای ۱۲۷۳

کلوبن و فشار ۱ بار

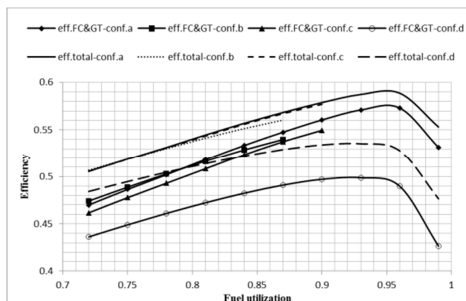
وقتی که راندان سیستم ترکیبی فقط شامل پیل سوختی و توربین گاز را بررسی می‌کنیم، باز همین نتایج مشاهده می‌شود. این بار



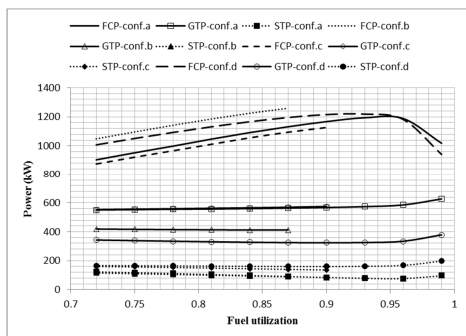
شکل ۶- تغییرات توان کلی سیستم و هزینه سالیانه شده با شدت جریان پیل سوختی



شکل ۷- تغییرات ولتاژ و دمای کارکرد پیل با شدت جریان پیل



شکل ۸- تغییرات راندمان با ضریب مصرف سوخت

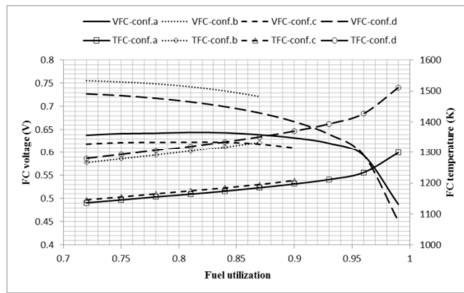


شکل ۹- تغییرات توان اجزا سیستم با ضریب مصرف سوخت

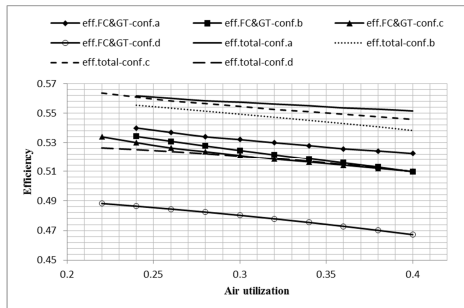
اینست که هر چه شدت جریان کمتر می‌شود، هزینه سالیانه شده با شدت بیشتری افزایش می‌یابد. دلیل این موضوع این است که با کاهش شدت جریان، اختلاف دماهای سرد و گرم در مبادله‌کن‌ها کمتر شده و در نتیجه سطح بیشتری برای تبادل گرما نیاز باشد. این افزایش سطح سبب رشد شدید هزینه سالیانه شده می‌شود. با افزایش شدت جریان هزینه چهار سیستم بسیار به هم نزدیک می‌شود. همچنین شکل ۶ نشان می‌دهد، سیستم c بیشترین توان را تولید می‌کند اما دلیل مصرف سوخت بیشتر برای تامین اختلاف دماهای مورد نیاز در مبادله-کن‌ها، راندمان کمتری نسبت به سیستم a دارد. شکل ۷ نحوه تغییرات ولتاژ و دمای پیل سوختی اکسید جامد با شدت جریان را برای چهار سیستم مورد بررسی، نشان می‌دهد. همان طور که قبلاً بیان شد در سیستم‌های b و d، به دلیل بالا بودن دمای ورودی واکنشگرها، دمای کارکرد پیل سوختی بالاتر می‌باشد. همچنین در این دو سیستم پیل سوختی ولتاژ بالاتری تولید می‌کند که سبب بالا رفتن توان تولیدی پیل سوختی می‌شود. دلیل بالاتر بودن دمای کارکرد در سیستم d نسبت به سیستم b، پایین بودن فشار کارکرد پیل سوختی می‌باشد. در این سیستم به دلیل جدا بودن سیال عامل سمت پیل سوختی و توربین گازی، پیل سوختی می‌تواند در فشارهای متفاوتی نسبت به توربین گاز کار کند، که در اینجا برای آن فشار یک اتمسفر در نظر گرفته شده است. بالاتر بودن دمای کارکرد پیل سبب کاهش ولتاژ ایده آل می‌شود و در مجموع ولتاژ خروجی پیل را کاهش می‌دهد.

شکل ۸ تغییرات راندمان کلی و راندمان سیستمی که فقط شامل پیل سوختی و توربین گاز باشد را با تغییرات ضریب مصرف سوخت نشان می‌دهد. ابتدا راندمان کلی را بررسی می‌کنیم. راندمان کلی سیستم‌های a و b و c بالاتر است و تقریباً یکسان می‌باشد اما با افزایش ضریب مصرف سوخت اختلاف آنها افزایش می‌یابد. مشاهده می‌شود که با افزایش ضریب مصرف سوخت راندمان زیاد شده و از یک ضریب مصرف سوخت مشخص به بعد کاهش می‌یابد. دلیل اینکه نمودار راندمان سیستم‌های b و c ادامه نیافته است، عدم برقراری شرایط دمایی لازم برای کارکرد مناسب مبادله‌کن‌ها در ضریب مصرف سوخت-های بالا می‌باشد. کاهش راندمان در ضریب مصرف سوخت‌های بالا به دلیل افزایش شدید دمای کارکرد پیل سوختی در این محدوده می‌باشد. همچنین شکل نشان می‌دهد که روند تغییر راندمان برای سیستم‌های a و c مشابه و نیز برای سیستم‌های b و d هم مشابه می‌باشد. در مورد سیستمی فقط شامل پیل سوختی و توربین گازی، تغییرات راندمان مشابه تغییرات راندمان کلی می‌باشد. تنها باید به این نکته اشاره کرد که راندمان پیل سوختی-توربین گازی، سیستم b نسبت به سیستم‌های a و c اختلاف بیشتری دارد. شکل ۹ تغییرات توان اجزاء سیستم‌ها با ضریب مصرف سوخت را نشان می‌دهد. توان پیل سوختی با ضریب مصرف سوخت در ابتدا افزایش یافته و سپس کاهش می‌یابد. دلیل کاهش که تقریباً در ضریب مصرف سوخت ۰/۹۶ اتفاق می‌افتد، افزایش شدید دمای کارکرد پیل سوختی است که سبب افزایش شدید افت ولتاژ فعال‌سازی و غلظت می‌شود.

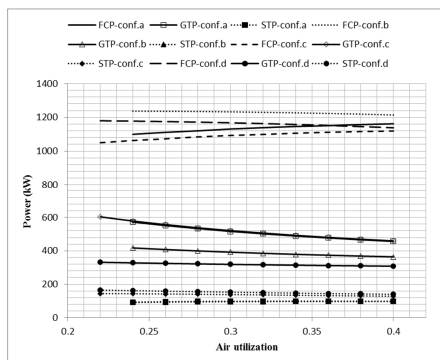
همچنین ملاحظه می‌شود که روند تغییرات توان تولیدی توربین گازی و توربین بخار عکس روند تغییرات پیل سوختی می‌باشد. شکل ۱۰ تغییرات توان کل و هزینه سالیانه شده با ضریب مصرف سوخت را



شکل ۱۱- تغییرات دما و ولتاژ کارکرد پیل سوختی با ضریب مصرف سوخت



شکل ۱۲- تغییرات راندمان با ضریب مصرف هوا

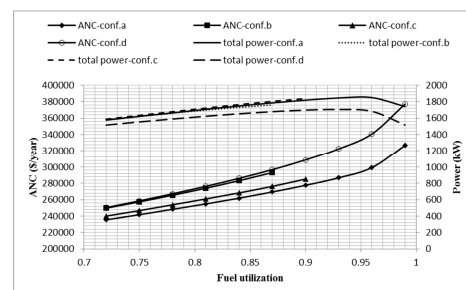


شکل ۱۳- تغییرات توان اجزا سیستم با ضریب مصرف هوا

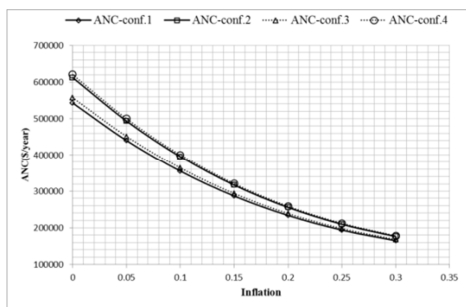
اما چون در سیستم‌های a و c مقدار افت ولتاژ بزرگتر است و نرخ تغییرات تندتری نسبت به ضریب مصرف هوا دارد، ولتاژ خروجی این دو سیستم با افزایش ضریب مصرف هوا افزایش می‌یابد. این موضوع در شکل ۱۵ برای سیستم‌های a و b نشان داده شده است. شکل ۱۶ نحوه تغییرات توان کلی و هزینه سالیانه شده را با ضریب مصرف هوا نشان می‌دهد. توان کلی سیستم‌ها با نرخ تغییرهای متفاوت، با افزایش ضریب مصرف هوا کاهش می‌یابد. هزینه سالیانه سیستم‌ها با افزایش ضریب مصرف هوا افزایش می‌یابد. اما برای سیستم‌های a و c روند افزایش هزینه بسیار کم است، هر چند که در مورد سیستم c مشاهده می‌گردد که ابتدا هزینه سالیانه شده کمی کاهش و سپس افزایش می‌یابد. دلیل این امر پایین بودن دمای کارکرد پیل سوختی در این دو سیستم و در نتیجه تاثیر کمتر پیل سوختی در هزینه کلی و از طرف دیگر کاهش تندتر توان توربین گاز و در نتیجه کاهش هزینه توربین گازی با افزایش ضریب مصرف هوا می‌باشد.

نشان می‌دهد. روند تغییرات توان کل شبیه روند تغییرات توان پیل سوختی است. هزینه سالیانه شده همواره با افزایش ضریب مصرف سوخت افزایش می‌یابد. در ضریب مصرف سوخت‌های بالاتر از ۰/۹۶، افزایش هزینه سریع‌تر می‌شود. دلیل آن افزایش شدید مساحت مورد نیاز برای تبادل گرما در مبادله‌کن‌ها و افزایش دمای شدید پیل سوختی است، که هر دو باعث افزایش سریع‌تر هزینه سالیانه شده می‌شوند. شکل ۱۱ تغییرات دما و ولتاژ پیل سوختی با ضریب مصرف سوخت را برای سیستم‌های مختلف نشان می‌دهد. افزایش سریع‌تر دما در ضریب مصرف سوخت‌های بالاتر از ۰/۹۶ سبب افزایش شدیدتر افت ولتاژها و کاهش سریع‌تر ولتاژ پیل سوختی شده است.

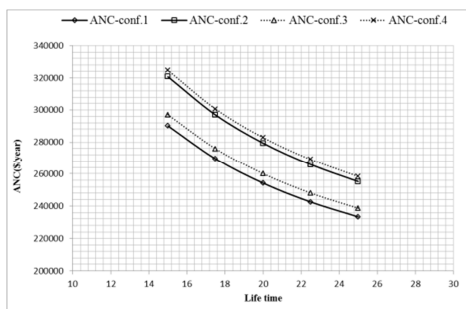
اکنون به بررسی عملکرد سیستم ترکیبی با تغییرات ضریب مصرف هوا پرداخته می‌شود. شکل ۱۲ نحوه تغییرات راندمان کلی و راندمان سیستم فقط شامل پیل سوختی و توربین گاز را نشان می‌دهد. راندمان کلی سیستم‌ها با افزایش ضریب مصرف هوا کاهش می‌یابد. سیستم a بیشترین و سیستم d کمترین راندمان کلی را ایجاد می‌کنند. در مورد سیستم شامل پیل سوختی و توربین گاز نیز روند تغییر راندمان شبیه راندمان کل است. فقط برخلاف راندمان کلی، راندمان سیستم b شامل پیل سوختی و توربین گازی از سیستم c شامل پیل سوختی و توربین گازی بیشتر است. شکل ۱۳ تغییر توان اجزاء سیستم‌ها را با ضریب مصرف هوا نشان می‌دهد. توان توربین گازی و توربین بخار با افزایش ضریب مصرف هوا کاهش می‌یابد. همان‌طور که ملاحظه می‌گردد توان پیل سوختی برای دو سیستم a و c که در دمای پایین‌تری کار می‌کنند، با افزایش ضریب مصرف هوا افزایش می‌یابد. اما برای سیستم‌های b و d توان پیل سوختی با افزایش ضریب مصرف هوا کاهش می‌یابد. دلیل این موضوع را می‌توان با بررسی شکل ۱۴ مشخص کرد. شکل ۱۴ تغییرات ولتاژ و دمای کارکرد پیل سوختی را با تغییرات ضریب مصرف هوا می‌دهد. ولتاژ سیستم‌های a و c برخلاف سیستم‌های b و d با افزایش ضریب مصرف هوا افزایش می‌یابد. به دلیل افزایش ولتاژ سیستم‌های a و c توان تولیدی آنها نیز افزایش می‌یابد. این رفتار متضاد پیل سوختی با دمای عملکرد آن قابل تشریح است. هر چه دمای کارکرد پیل سوختی بالاتر باشد افت ولتاژ آن کوچک‌تر است و از آنجا که روند تغییر ولتاژ ایده آل پیل سوختی تابع روند تغییر دمای کارکرد آن است، برای همه سیستم‌ها ولتاژ ایده‌آل پیل سوختی با افزایش ضریب مصرف هوا کاهش می‌یابد.



شکل ۱۴- تغییرات توان کلی سیستم و هزینه سالیانه شده با ضریب مصرف سوخت



شکل ۱۷- تغییرات هزینه سالیانه شده بر حسب نرخ تورم

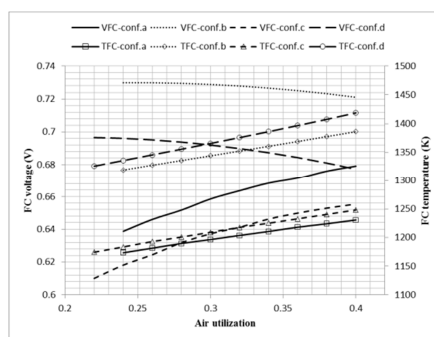


شکل ۱۸- تغییرات هزینه سالیانه شده با طول عمر سیستم

۸- نتیجه گیری

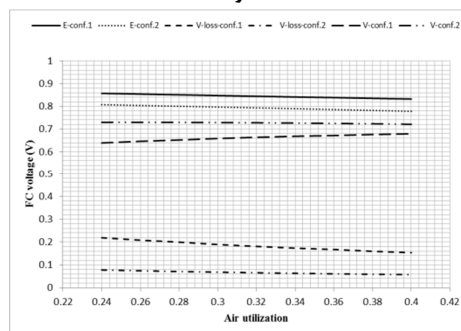
در مطالعه حاضر چهار پیکربندی متفاوت از پیل سوختی اکسید جامد، توربین گازی و توربین بخار که بر مبنای اتصال مستقیم یا غیرمستقیم پیل سوختی و توربین گاز و ایجاد امکان افزایش دمای ورودی به پیل سوختی با قرار دادن دو سری مبادله‌کن ایجاد شده‌اند، مورد مقایسه قرار گرفته‌اند. تاثیر پارامترهای مختلف قابل تغییر، بر عملکرد این سیستم‌ها بررسی شد. مشاهده شد که در سیستم‌های a و c، هرچند دما و ولتاژ کارکرد پیل سوختی پایینتر است و در نتیجه توان تولیدی پیل سوختی کمتر است، اما به دلیل توان تولیدی بیشتر در بقیه اجزا راندمان بیشتر می‌شود. سیستم a حداکثر راندمان ۵۹/۳٪ را در شدت جریان 1000 A/m^2 ، ضریب مصرف سوخت ۰/۸۵ و ضریب مصرف هوای ۰/۲۵ با هزینه سالیانه شده $416290 \text{ $/year}$ ایجاد می‌کند. این سیستم مناسب‌ترین پیکربندی است. پیکربندی d در همین شرایط کارکرد، با ایجاد راندمان ۵۴/۳٪ و هزینه سالیانه شده $501550 \text{ $/year}$ بدترین نتایج را می‌دهد. ملاحظه شد که تغییر توان تولیدی پیل سوختی نسبت به متغیرهای مختلف رفتاری متضاد با تغییرات توان توربین گازی و توربین بخار دارد. دمای کارکرد پیل سوختی پارامتر بسیار مهمی در کنترل عملکرد کلی سیستم می‌باشد و به نظر می‌رسد هر چه دمای کارکرد پیل سوختی کمتر باشد راندمان کلی سیستم بیشتر می‌شود. سیستمی که در آن پیل سوختی در فشار اتمسفر کار کند کمترین راندمان را ایجاد می‌کند. اگر پیل سوختی در شدت جریان‌های بالا کار کند راندمان سیستم b بیشتر از بقیه سیستم‌ها خواهد شد. هزینه سالیانه شده سیستم‌هایی که از تعداد کمتری مبادله‌کن گرمایی استفاده می‌کنند پایین‌تر است و برخلاف تصور با افزایش دمای کارکرد پیل سوختی و در نتیجه آن افزایش تعداد مبادله‌کن‌ها نمی‌توان به راندمان بالاتری هم دست یافت.

در پایان تاثیر تغییرات نرخ تورم و افزایش طول عمر سیستم بر مقدار هزینه سالیانه شده سیستم‌ها مورد بررسی قرار گرفته است. شکل ۱۷ نشان می‌دهد که با افزایش نرخ تورم هزینه سالیانه شده سیستم‌ها به هم نزدیک می‌گردد. علت آن کاهش ارزش پول با افزایش نرخ تورم است، که سبب می‌شود ارزش هزینه اولیه سالیانه شده (که بیشترین تفاوت، بین هزینه سیستم‌ها را تشکیل می‌دهد) کمتر شود و در نتیجه هزینه سالیانه شده کل، برای سیستم‌ها به هم نزدیک شود. شکل ۱۸ تغییرات هزینه سالیانه شده را با افزایش عمر مفید سیستم نشان می‌دهد. ملاحظه می‌گردد که اگر با رسیدگی به موقع عمر سیستم افزایش یابد، هزینه سالیانه شده به مقدار قابل توجهی کاهش می‌یابد.



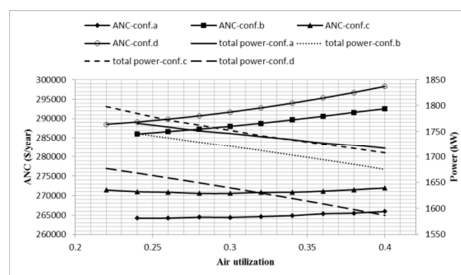
شکل ۱۴- تغییرات ولتاژ و دمای کارکرد پیل سوختی با ضریب مصرف

هوا



شکل ۱۵- تغییرات ولتاژ ایده آل، ولتاژ کارکرد و افت ولتاژ پیل

سوختی با ضریب مصرف هوا برای سیستم‌های ۱ و ۲



شکل ۱۶- تغییرات توان کلی سیستم و هزینه سالیانه شده با ضریب

مصرف هوا

integrated solid oxide fuel cell-gas turbine cogeneration system. *International journal of hydrogen energy*, Vol. 41, pp. 21470-21488, 2016.

- [19] Wu X. J. and Zhu X. J., Optimization of a solid oxide fuel cell and micro gas turbine hybrid system. *International journal of energy research*, Vol. 37, pp. 242-249, 2013.
- [۲۰] پیرکندی ج.، قاسمی م. و حامدی م. ح.، تحلیل عملکرد ترمودینامیکی یک چرخه هیبریدی پیل سوختی اکسید جامد و میکروتوربین گازی در یک سیستم تولید همزمان. نشریه علمی- پژوهشی سوخت و احتراق، د. ۴، ش. ۲، ص ۶۷-۸۹، ۱۳۹۰.
- [21] Arsalis A. and Von Spakovsky M. R., Thermoeconomic Modeling and Parametric Study of Hybrid Solid Oxide Fuel Cell-Gas Turbine-Steam Turbine Power Plants Ranging From 1.5 MWe to 10 MWe. *Journal of Fuel Cell Science and Technology*, Vol. 6, pp. 1-12, 2009.
- [22] Evely V., Karunkeyoon W., Rodgers P. and Al Alili A., Energy, exergy and economic analysis of an integrated solid oxide fuel cell e gas turbine e organic Rankine power generation system. *International journal of hydrogen energy*, Vol. 41, pp. 13843-13858, 2016.
- [23] Choi J. H., Ahn J. H. and Kim T. S., Performance of a triple power generation cycle combining gas/steam turbine combined cycle and solid oxide fuel cell and the influence of carbon capture. *Journal of Applied Thermal Engineering*, Vol. 71, pp. 301-310, 2014.
- [24] Welaya Y. M. A., Mosleh M. and Ammar N. R., Thermodynamic analysis of a combined gas turbine power plant with a solid oxide fuel cell for marine applications. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, Vol. 5, pp. 529-574, 2013.
- [25] Welaya Y. M. A., Mosleh M. and Ammar N. R., Thermodynamic analysis of a combined solid oxide fuel cell with a steam turbine power plant for marine applications. *Brodogradnja*, Vol. 65, pp. 97-116, 2014.
- [26] Obara S., Dynamic-characteristics analysis of an independent microgrid consisting of a SOFC triple combined cycle power generation system and large-scale photovoltaics. *Journal of Applied Energy*, Vol. 141, pp. 19-31, 2015.
- [27] Oryshchyn D., Harun N. F., Tucker D., Bryden K. M. and Shadle L., Fuel utilization effects on system efficiency in solid oxide fuel cell gas turbine hybrid systems. *Journal of Applied Energy*, Vol. 228, pp. 1953-1965, 2018.
- [28] Singh R. and Singh O., Comparative study of combined solid oxide fuel cell-gas turbine-Organic Rankine cycle for different working fluid in bottoming cycle. *Energy Conversion and Management*, Vol. 171, pp. 659-670, 2018.
- [29] Sadeghi S. and Ameri M., Study the Combination of Photovoltaic Panels With Different Auxiliary Systems in Grid-Connected Condition. *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 136, pp. 636-647, 2014.
- [30] Singhal S. C., Advances in Solid Oxide Fuel Cell technology. *Journal of Solid State Ionic*, Vol. 135, pp. 305-313, 2000.
- [1] McLarty D., Brouwer J. and Samuelsen S., Hybrid Fuel Cell Gas Turbine System Design and Optimization. *Journal of Fuel Cell Science and Technology*, Vol. 10, 041005-1, 2013.
- [2] Chaney J., Tharp R., Wolf W., Fuller A. and Hartvigson J., Fuel Cell/Micro Turbine Combined Cycle. *Final Report, McDermott Technology, Inc. Alliance*, 1999.
- [3] Lee G. and Sudhoff F. Fuel Cell/Gas Turbine System Performance Studies. *Fuel Cells '96 Review Meeting*, Morgantown, West Virginia, 1996.
- [4] Massardo A. F. and 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, pp. 27-35, 2000.
- [5] Ide H., Yoshida T., Ueda H. and Horiuchi N., Natural Gas Reformed Fuel Cell Power Generation System-a Comparison of Three System Efficiencies. *24th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, Washington DC, 1989.
- [6] Costamagna P., Magistri L. and Massardo A. F., Design and Part-Load Performance of a Hybrid System Based on a Solid Oxide Fuel Cell Reactor and a Micro Gas Turbine. *Journal of Power Sources*, Vol. 96, pp. 352-368, 2001.
- [7] Chan S. H., Ho H. K. and Tian Y., Modelling of Simple Hybrid Solid Oxide Fuel Cell and Gas Turbine Power Plant. *Journal of Power Sources*, Vol. 109, pp. 111-120, 2002.
- [8] Rajashekara K., Hybrid Fuel Cell Strategies for Clean Power Generation. *IEEE Transactions on industry applications*, Vol. 41, pp. 682-689, 2005.
- [9] Song T. W., Sohn J. L., Kim J. H., Kim T. S., Ro S. K. and Suzuki K., Performance Analysis of a Tubular Solid Oxide Fuel Cell/Micro Gas Turbine Hybrid Power System Based on a Quasi-Two Dimensional Model. *Journal of Power Sources*, Vol. 142, pp. 30-42, 2005.
- [10] Lai W. H., Hsiao Ch. A., Lee Ch. H., Chyoy Y. P. and Tsai Y. Ch., Experimental Simulation on the Integration of Solid Oxide Fuel Cell and Micro-Turbine Generation System. *Journal of Power Sources*, Vol. 171, pp. 130-139, 2007.
- [11] Komatsu Y. and Kimijima S., Performance Analysis for the Part-Load Operation of a Solid Oxide Fuel Cell-Micro Gas Turbine Hybrid System. *Journal of energy*, Vol. 35, pp. 982-988, 2010.
- [12] Ameri M. and Mohammadi R. Simulation of an atmospheric SOFC and gas turbine hybrid system using Aspen Plus software. *International journal of energy research*, Vol. 37, pp. 412-425, 2013.
- [13] Dang Zh., Zhao H. and Xi G., Conceptual Design and Performance Analysis of SOFC/Micro Gas Turbine Hybrid Distributed Energy System. *Journal of Fuel Cell Science and Technology*, Vol. 12, pp. 1-5, 2015.
- [14] Saebea D., Authayanun S., Patcharavachot Y. and Arpornwihanop A., Effects of SOFC Exhaust Gas Recirculation on Performance of Solid Oxide Fuel Cell-Gas Turbine Hybrid System Utilizing Renewable Fuels. *ECS Transactions*, Vol. 68, pp. 301-313, 2015.
- [15] Massardo A. F. and Magistri L., Internal Reforming Solid Oxide Fuel Cell Gas Turbine Combined Cycles (IRSOFC-GT)—Part II: Exergy and Thermoeconomic Analyses. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 125, pp. 67-74, 2003.
- [16] Sreeramulu M. and Gupta A.V.S.S.K.S., Exergy analysis of gas turbine – solid oxide fuel cell-based combined cycle power plant. *Int. J. Energy Technology and Policy*, Vol. 7, pp. 469-488, 2011.
- [17] Fatahian E., Tonekaboni N. and Fatahian H., exergy analysis of combined cycle of gas turbine and solid oxide fuel cell in different comparison ratios. *International Journal of Scientific World*, Vol. 4, pp. 43-47, 2016.
- [18] Khani L., Saberi Mehr A., Yari M. and Mahmoudi S. M. S., Multi-objective optimization of an indirectly