

مدلسازی ترمودینامیکی و تحلیل عملکرد یک چرخه توربین گاز خورشیدی مجهز به پیل سوختی اکسید جامد

جاماسب پیرکندی*
مصطفی محمودی
علی امینایی
سبحان حرفت

دانشیار، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، مجتمع دانشگاهی هوافضا، ایران، jamasb_p@yahoo.com
دانشیار، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، مجتمع دانشگاهی هوافضا، ایران، mostabal@yahoo.com
کارشناس ارشد، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، مجتمع دانشگاهی هوافضا، ایران، ali.aminaee@yahoo.com
کارشناس ارشد، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، مجتمع دانشگاهی هوافضا، ایران، s.herfat9372@gmail.com

چکیده

هدف عمده این مقاله مدلسازی ترمودینامیکی و تحلیل عملکرد سیستم هیبریدی توربین گاز خورشیدی مجهز به پیل سوختی اکسید جامد می‌باشد. چرخه‌های هیبریدی دو گانه و سه گانه در سال‌های اخیر به شدت مورد توجه پژوهشگران قرار گرفته است. در این تحقیق سعی شده است که چرخه هیبریدی توربین گاز و پیل سوختی اکسید جامد با مجهز شدن به یک دریافت کننده خورشیدی به عنوان یک چرخه جدید سه گانه (SOFC-Solar GT) مورد بررسی قرار گرفته و نتایج آن با چرخه دو گانه توربین گاز و پیل سوختی (SOFC-GT) مقایسه شود. در این پژوهش دو پیکربندی مختلف برای این سیستم هیبریدی سه گانه لحاظ شده است. نسبت فشار کمپرسور، دمای گازهای ورودی به توربین، شدت تابش خورشید و دمای پیل سوختی به عنوان پارامترهای مهم و تاثیرگذار در عملکرد چرخه مورد ارزیابی قرار گرفته است. بررسی نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که استفاده از دریافت کننده خورشیدی باعث کاهش مصرف سوخت در سیستم هیبریدی و افزایش ۸ الی ۹ درصدی راندمان کلی خواهد شد. از سوی دیگر نتایج نشان می‌دهد که توان خالص تولیدی در چرخه‌های هیبریدی خورشیدی ۴۵ تا ۵۰ درصد نسبت به چرخه پایه بیشتر می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: پیل سوختی اکسید جامد، توربین گاز خورشیدی، دریافت کننده خورشیدی، راندمان، توان، هیبرید.

Thermodynamic modeling and performance analysis of a solar gas turbine cycle equipped with a solid oxide fuel cell

J. Pirkandi
M. Mahmoodi
A. Aminaei
S. Herfat

Faculty of Aerospace, Malek Ashtar University of Technology, Iran.
Faculty of Aerospace, Malek Ashtar University of Technology, Iran.
Faculty of Aerospace, Malek Ashtar University of Technology, Iran.
Faculty of Aerospace, Malek Ashtar University of Technology, Iran.

Abstract

The main purpose of this article is thermodynamic modeling and performance analysis of solar gas turbine hybrid system equipped with a solid oxide fuel cell. Double and triple hybrid cycles have been studied by researchers in recent years. In this research, it has been tried to investigate the hybrid cycle of gas turbine and solid oxide fuel cell by being equipped with a solar receiver as a new triple cycle (SOFC-Solar GT) and to compare its results with the double cycle gas turbine and fuel cell (SOFC-GT). In this research, two different configurations have been considered for this triple hybrid system. Compressor pressure ratio, gas temperature entering the turbine, solar radiation intensity, and fuel cell temperature have been evaluated as important and effective parameters in the cycle performance. Examining the results of this research shows that the use of solar receiver will reduce the fuel consumption in the hybrid system and increase the overall efficiency by 8-9%. On the other hand, the results show that the net production power in solar hybrid cycles is 45- 50% more than the basic cycle.

Keywords: Solid Oxide Fuel Cell, Solar Gas Turbine, Solar Receiver, Efficiency, Power, Hybrid.

به اینکه بخش اعظم CO₂ توسط بخش انرژی تولید می‌شود، کاهش انتشار CO₂ و کاهش تغییرات آب و هوایی، مستلزم استفاده از انرژی‌های تجدید پذیر هستند [۱]. از طرفی با توجه به رشد روزافزون مصرف انرژی در دنیا، محدودیت منابع سوخت‌های فسیلی و افزایش آلاینده‌های زیست‌محیطی، نیاز به جایگزینی روش‌های نو در تولید انرژی از منابع موجود امری ضروری و حیاتی به نظر می‌رسد. استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر از جمله انرژی خورشیدی، انرژی باد، پیل‌های سوختی، انرژی زمین‌گرمایی در تولید انرژی الکتریکی از جمله ایده‌های است که در سال‌های اخیر توسط محققان مورد مطالعه قرار گرفته است. در این میان انرژی خورشید به‌عنوان یک منبع بی‌پایان انرژی مورد توجه پژوهشگران قرار گرفته است. استفاده از انرژی تابشی

۱- مقدمه

توربین‌گاز یکی از منابع تأمین توان الکتریکی در بخش‌های مختلف صنعت هوافضا، پروژه‌های صنعتی، حمل‌ونقل، سیستم‌های تولید همزمان و ... می‌باشد. این دستگاه دوار بر اساس انرژی گازهای ناشی از احتراق کار می‌کند. سوخت مورد نیاز توربین‌گاز از منابع انرژی سوخت‌های فسیلی تأمین می‌شود. از طرفی استفاده از سوخت‌های فسیلی از عامل‌های مهم تولید و انتشار گازهای گلخانه‌ای است. افزایش غلظت گازهای گلخانه‌ای در جو، میزان جذب اشعه مادون قرمز از سطح زمین را افزایش داده و باعث گرم شدن زمین می‌شود. دی‌اکسید کربن در جو دلیل اصلی تغییرات اقلیمی است [۱]. با توجه

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: jpirkandi@mut.ac.ir

تاریخ دریافت: ۱۴۰۴/۳۱

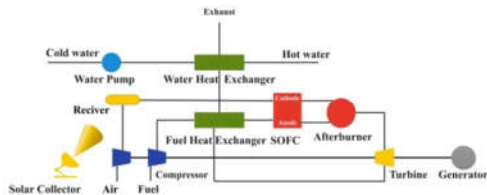
تاریخ پذیرش: ۱۴۰۱/۱۲

خورشید در چرخه توربین‌گاز از روش‌های نوین در افزایش راندمان این چرخه است. استفاده از منعکس‌کننده‌های خورشیدی و جانمایی یک دریافت‌کننده خورشیدی قبل از محفظه احتراق می‌تواند سبب بالا رفتن دمای هوای ورودی به محفظه احتراق و کاهش مصرف سوخت گردد. اما از سوی دیگر، کاهش شدت تابش خورشید در برخی از ساعات شبانه‌روز می‌تواند عملکرد این سیستم را مختل کرده و کارایی آن را پایین آورد. از این رو برای حفظ راندمان به ترکیب این سیستم با نوع دیگری از انرژی‌های تجدیدپذیر پرداخته شده است. از دیگر انرژی‌های تجدیدپذیر که امروزه پژوهشگران به آن پرداخته‌اند می‌توان پیل سوختی را نام برد. پیل‌های سوختی امروزه به‌عنوان یک فناوری جدید تولید انرژی محسوب می‌شوند، که در میان آنها پیل سوختی اکسید جامد به خاطر بازدهی بالا، عدم آلایندگی محیط‌زیست، تولید هم‌زمان الکتریسیته و گرما، قابلیت ترکیب با سیستم‌های تولید توان دیگر بیشتر مورد توجه قرار گرفته است.

در سال‌های اخیر تحقیقات زیادی بر روی سیستم‌های ترکیبی توربین‌گاز و انواع انرژی‌های تجدیدپذیر مانند انرژی خورشیدی و پیل سوختی انجام گرفته است اما در اکثر این تحقیقات فقط ترکیب توربین‌گاز و یکی از انرژی‌های تجدیدپذیر مدنظر بوده است. از معدود تحقیقات انجام گرفته در زمینه ترکیب چند نوع انرژی تجدیدپذیر با چرخه توربین‌گاز می‌توان به پژوهش انجام گرفته توسط پینو و همکاران اشاره کرد. پینو و همکاران در تحقیقی به بررسی چرخه ترکیبی پیل‌سوختی و انرژی خورشیدی پرداختند [۲]. آنها در این تحقیق دو طرح را مورد بررسی و ارزیابی قرار دادند. عمر بهار [۳] در پژوهشی دو چرخه مختلف هیبریدی توربین‌گاز و دریافت‌کننده سهموی خورشیدی را مورد تحلیل و بررسی قرار داد. در تحقیقی دیگر اسرگولو و دینسر [۴] یک سیستم هیبریدی جدید شامل توربین‌گاز خورشیدی و یک دستگاه الکترولایزر را مورد تحلیل و بررسی قرار داد. هدف کاربرد الکترولایزر در این چرخه تولید هیدروژن بود. پیرکندی و همکاران [۵] در پژوهشی یک چرخه توربین‌گاز مجهز به دریافت‌کننده خورشیدی را مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. نتایج تحقیق آنها نشان می‌داد که راندمان چرخه توربین‌گاز خورشیدی ۱۰ درصد بالاتر از چرخه توربین‌گاز ساده بود. امیری و همکاران [۶] در پژوهشی به ارزیابی ترمودینامیکی، انرژی و اقتصادی یک نیروگاه ترکیبی خورشیدی پرداخته‌اند. نتایج تحقیق آنها نشان می‌داد که بالاترین نرخ تخریب انرژی در چرخه مربوط به محفظه احتراق بود. جوانشیر و همکاران [۷] در تحقیقی به تحلیل ترمودینامیکی یک چرخه توربین‌گازی پرداخته و سپس با استفاده از انرژی خورشیدی عملکرد آن را بهبود دادند. ایاسوی و همکاران [۸] در تحقیقی سه پیکربندی مختلف برای ترکیب پیل‌سوختی و توربین‌گاز ارائه داده و از دیدگاه انرژی، محیط‌زیست و اقتصادی آن را مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. هارون و همکاران [۹] در تحقیقی عملکرد چرخه باز و بسته ترکیب پیل‌سوختی و توربین‌گاز را با سوخت‌های مختلف مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. پیرکندی و امیان [۱۰] در پژوهشی عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی یک سیستم ترکیبی توربین‌گاز و پیل‌سوختی اکسید جامد را برای کاربری در سامانه‌های تولید انرژی بررسی کردند. آنها در این تحقیق یک سیستم هیبریدی ترکیبی از دو حالت مستقیم و غیرمستقیم را مورد تحلیل و ارزیابی قرار دادند.

پیرکندی و همکاران [۱۱] در تحقیقی دیگر عملکرد ترمودینامیکی دو سامانه هیبریدی مختلف از ترکیب پیل‌سوختی اکسید جامد و توربین‌گاز را مورد ارزیابی قرار دادند. آنها در این تحقیق دو نمونه پیل‌سوختی را به صورت مستقیم و غیرمستقیم با چرخه توربین‌گاز ترکیب کردند. نتایج آنها نشان می‌داد که سامانه هیبریدی مستقیم در مقایسه با حالت غیرمستقیم راندمان و توان تولیدی بیشتری داشت. کامرتی [۱۲] در تحقیقی به مدلسازی یک میکروتوربین‌گاز خورشیدی با سوخت زیست‌توده حاصل از محصولات کشاورزی پرداخت. هدف وی از این تحقیق طراحی یک نیروگاه بود که بتواند نیازهای انرژی را منحصراً از طریق منابع تجدیدپذیر برآورده کند. نعیمی و همکاران [۱۳] در تحقیقی به ارزیابی پیشرفته انرژی، اقتصادی سیستم هیبریدی توربین‌گاز خورشیدی جهت کاربرد در یک ساختمان اداری پرداختند. سیستم پیشنهادی آنها شامل یک مولد بخار بازیابی گرما، یک توربین بخار، یک دریافت‌کننده خورشیدی و یک چیلر جذبی بود. احمد و همکاران [۱۴] در پژوهشی به بهینه‌سازی مبتنی بر رگرسیون خطی چندهدفه چرخه ترکیبی توربین‌گاز خورشیدی با واحد خنک‌کننده ورودی هوای جذبی پرداختند. در این تحقیق یک ترکیب جدید متشکل از مبادله‌کننده گرمایی خورشیدی و یک نیروگاه چرخه ترکیبی مورد استفاده قرار گرفت. در این طرح از دریافت‌کننده PTC برای پیش گرم کردن هوای ورودی به محفظه احتراق استفاده شده و از گردآورنده‌ها نیز برای به راه‌اندازی چرخه خنک‌کننده هوای ورودی استفاده شده بود. دابوان و همکاران [۱۵] در پژوهشی عملکرد یک چرخه توربین‌گاز با پیش‌گرمایش خورشیدی را مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. در این چرخه از یک فناوری خورشیدی برای گرم کردن هوای فشرده شده قبل از ورود به محفظه احتراق استفاده شده بود. مورنو-گامیو و همکاران [۱۶] عملکرد یک نیروگاه توربین‌گاز خورشیدی را از دیدگاه ترمودینامیکی و انرژی مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. آنها در این مطالعه تأثیر شرایط محیطی و همچنین برخی پارامترهای تأثیرگذار بر آن را مورد ارزیابی قرار دادند. نزدیکی به شبکه برق، وجود نیروگاه‌های گرمایی، نزدیکی به شهرهای اصلی و در دسترس بودن گاز طبیعی از جمله پارامترهای مهمی بود که در ارزیابی این چرخه مورد بررسی قرار گرفت. دینسر و همکاران [۱۷] در تحقیقی یک سیستم هیبریدی جدید مبتنی بر پیل‌سوختی، توربین‌گاز و دریافت‌کننده خورشیدی را مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. توکنمز و همکاران [۱۸] در پژوهشی به بررسی پارامتریک یک نیروگاه مبتنی بر انرژی خورشیدی و پیل‌سوختی اکسیدجامد با هدف تولید هیدروژن پرداختند. در تحقیقی دیگر کاراپکمز و دینسر [۱۹] توسعه یک نیروگاه یکپارچه جدید خورشیدی و پیل سوختی را مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. چرخه ترکیبی با استفاده از انواع مختلف سوخت مورد ارزیابی قرار گرفت. پینگ و همکاران [۲۰] در مقاله‌ای به تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی یک سیستم تولید همزمان برق، گرمایش و سرمایش مبتنی بر دریافت‌کننده خورشیدی متمرکز، پیل‌سوختی اکسیدجامد، توربین‌بخار و چیلر جذبی پرداختند. در این تحقیق سیستم پیشنهادی متشکل از پیل‌سوختی اکسید جامد برای تولید انرژی الکتریکی و گرمایی، توربین بخار برای تولید انرژی الکتریکی

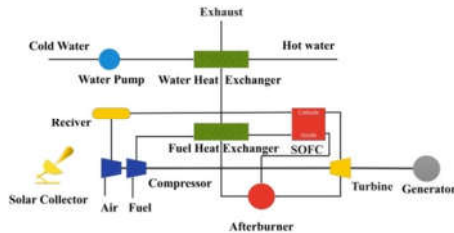
اجزا به کاررفته در چرخه پیشنهادی اول و مشخصات آن‌ها مشابه حالت پایه در نظر گرفته شده است و تنها تفاوت آن در قرارگیری دریافت کننده خورشیدی به جای بازیاب گرمایی هوا می باشد. بدین صورت که هوا بعد از متراکم شدن توسط کمپرسور وارد دریافت کننده خورشیدی شده و توسط انرژی گرمایی خورشید پیش گرم می شود و در ادامه مسیر وارد بخش کاتد پیل سوختی می شود. با توجه به نقش مؤثر انرژی خورشیدی در افزایش گرما و پیش گرم کردن هوای ورودی، این طرح می تواند باعث کاهش مصرف سوخت در چرخه ترکیبی شود. طرحواره‌ای از سیستم ترکیبی معرفی شده در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۲- طرحواره سیستم ترکیبی پیشنهادی اول

۲-۳- معرفی پیکربندی سیستم پیشنهادی دوم

پیکربندی سیستم پیشنهادی دوم در مقایسه با حالت پایه دستخوش دو تغییر شده است. در تغییر اول به جای بازیاب گرمایی هوا از دریافت کننده خورشیدی مشابه با طرح پیشنهادی اول برای پیش گرم کردن هوا ورودی به پیل سوختی استفاده شده است و در تغییر دوم پس سوز بعد از توربین قرار گرفته است. یعنی گازهای گرم خروجی از پیل سوختی اکسید جامد وارد توربین شده و در اثر انبساط کار مکانیکی تولید کرده و بعد از آن وارد پس سوز می شوند. طرحواره سیستم پیشنهادی دوم در شکل ۳ نشان داده شده است. همچنین پارامترهای ثابت استفاده شده برای سیستم‌های ترکیبی پایه و پیشنهادی در جدول ۱ ارائه شده است.



شکل ۳- طرحواره سیستم ترکیبی پیشنهادی دوم

جدول ۱- پارامترهای اصلی به کاررفته در سیستم ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد و میکروتوربین گازی [۲۱]

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
دمای محیط	۲۹۸K	افت فشار پیل سوختی	٪۲
فشار محیط	۱bar	طول پیل سوختی	۵۰ cm
بازده کمپرسور	٪۸۵	مساحت پیل سوختی	۲۷۰ cm ²
بازده توربین	٪۸۵	نسبت سطح کاتد به آند	۱۰
بازده پس سوز	٪۹۵	ضخامت آند	۰/۰۱۵cm
بازده بازیاب	٪۸۰	ضخامت کاتد	۰/۲cm
بازده مکانیکی	٪۹۹	ضخامت الکترولیت	۰/۰۴cm
بازده ژنراتور	٪۹۷	افت فشار بازیاب	٪۱

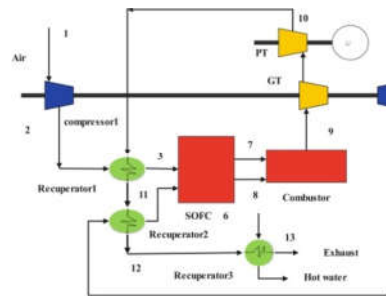
اضافی، دریافت کننده خورشیدی متمرکز برای تأمین بخشی از انرژی گرمایی فرآیند و چیلر جذبی دو اثر برای تأمین سرمایش بود. بررسی تحقیقات انجام شده نشان می دهد که بیشتر تحقیقات مبتنی بر ترکیب دوگانه توربین گاز با پیل سوختی و یا توربین گاز و دریافت کننده خورشیدی بوده و سیستم سه گانه کمتر مورد توجه بوده است. در این تحقیق سعی شده است که سیستم هیبریدی سه گانه توربین گاز، پیل سوختی و دریافت کننده خورشیدی از دیدگان انرژی و ترمودینامیکی مورد تحلیل و بررسی قرار گیرد. دو پیکربندی مختلف برای چرخه هیبریدی سه گانه معرفی شده و نتایج حاصل با نتایج چرخه دوگانه مقایسه شده است.

۲-۲- معرفی سیستم ترکیبی

در این بخش به معرفی پیکربندی پایه و پیشنهادی پژوهش حاضر پرداخته می شود. از میان پیکربندی معرفی شده، چرخه ترکیبی توربین گاز مجهز به پیل سوختی به عنوان یک چرخه پایه در نظر گرفته شده است. ساختار سایر چرخه‌ها با جانمایی دریافت کننده خورشیدی و تغییر محل قرارگیری محفظه احتراق لحاظ شده است.

۲-۱- معرفی پیکربندی سیستم ترکیبی پایه

شماتیک سیستم ترکیبی که در این تحقیق به عنوان سیستم پایه در نظر گرفته شده، در شکل ۱ نشان داده شده است. این سیستم شامل میکروتوربین، کمپرسور هوا، کمپرسور سوخت، پس سوز، پیل سوختی اکسید جامد، بازیاب گرمایی هوا، بازیاب گرمایی سوخت و بازیاب گرمایی تولید آب گرم می باشد. هوای استفاده شده در سیستم ابتدا بوسیله کمپرسور هوا متراکم شده و در ادامه مسیر با عبور از بازیاب هوا و گرم شدن وارد بخش کاتد پیل سوختی می شود. از سوی دیگر سوخت نیز با عبور از کمپرسور سوخت متراکم شده و وارد بازیاب گرمایی سوخت می شود. سوخت پیش گرم شده وارد بخش آند پیل سوختی می گردد. پس از انجام واکنش الکتروشیمیایی در پیل سوختی، هوا و سوخت باقی مانده وارد پس سوز می گردند. پس از انجام واکنش در پس سوز، محصولات خروجی از آن در ادامه وارد توربین شده و در اثر انبساط کار مکانیکی تولید می کنند. گازهای داغ پس از خروج از توربین در ادامه مسیر خود وارد سه بازیاب گرمایی هوا، سوخت و بازیاب گرمایی تولید آب گرم می شود.



شکل ۱- طرحواره سیستم ترکیبی پیل سوختی و میکروتوربین گاز

۲-۲- معرفی پیکربندی سیستم پیشنهادی اول

با قرار دادن دریافت کننده خورشیدی به جای مبادله کن گرمایی هوا در چرخه پایه پیکربندی پیشنهادی اول لحاظ شده است. تمام

۳- فرضیات

در این بخش فرضیات حاکم بر تحلیل سیستم‌های پیشنهادی آورده شده است. این فرضیات عبارتند از:

- کلیه اجزاء چرخه ترکیبی آدیاباتیک فرض شده‌اند.
- جریان سیال در کلیه اجزاء پایا در نظر گرفته شده است.
- از تغییرات انرژی‌های جنبشی و پتانسیل صرف‌نظر شده است.
- رفتار تمام گازها ایده‌ال فرض شده است.
- فشار و دمای گازهای خروجی از آند و کاتد یکسان و برابر فشار و دمای کاری پیل فرض شده است.
- فرایند تمامی سلول‌ها در توده پیل سوختی مشابه فرض شده است.

- هوای ورودی از ۷۹ درصد نیتروژن و ۲۱ درصد اکسیژن تشکیل شده است.

- سوخت به کاررفته گاز طبیعی با ترکیب ۹۷ درصد متان، ۱/۵ درصد دی‌اکسید کربن و ۱/۵ درصد نیتروژن است.

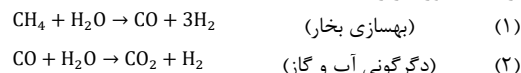
۴- معادلات حاکم

۴-۱- پیل سوختی

معادلات پیل سوختی در سه بخش که شامل روابط بهسازی، الکتروشیمیایی و گرمایی می‌شود، بیان شده است.

- محاسبات بهسازی

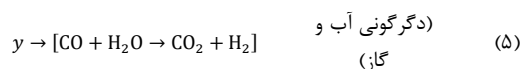
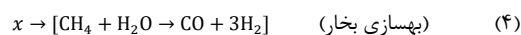
به دلیل دمای کاری بالا در این نوع پیل، امکان تولید سوخت مورد نیاز پیل از هیدروکربن‌هایی مانند گاز طبیعی در داخل پیل وجود دارد. در سیستم هیبریدی پیشنهادی از پیل سوختی با بهبوددهنده داخلی مستقیم استفاده شده است که در آن از گرمای آزاد شده طی واکنش الکتروشیمیایی الکترودها جهت انجام واکنش گرماگیر بهسازی استفاده می‌شود. واکنش‌های انجام شده در این فرآیند به صورت زیر است.



طبق واکنش‌های بهسازی، گاز طبیعی متان در داخل پیل سوختی به هیدروژن تبدیل شده و سپس طبق رابطه زیر در واکنش الکتروشیمیایی پیل شرکت خواهد کرد:



مکانیسم واکنش بهسازی داخلی متان و دگرگونی آب در پیل سوختی طبق معادلات تعادلی (۴)، (۵) و (۶) می‌باشد [۲۳].



در روابط (۴)، (۵) و (۶) x ، y و z به ترتیب نرخ مولی پیشرفت واکنش‌های بهسازی، دگرگونی و واکنش کلی پیل می‌باشد. با موازنه جرمی گازهای مختلف در تعادل، طبق روابط (۷) نرخ مولی گازهای خروجی از پیل به دست خواهد آمد.

$$[\dot{n}_{\text{CH}_4}]^{\text{out}} = [\dot{n}_{\text{CH}_4}]^{\text{in}} - x \quad (۷)$$

$$[\dot{n}_{\text{H}_2\text{O}}]^{\text{out}} = [\dot{n}_{\text{H}_2\text{O}}]^{\text{in}} - x - y + z$$

$$\begin{aligned} [\dot{n}_{\text{H}_2}]^{\text{out}} &= [\dot{n}_{\text{H}_2}]^{\text{in}} + 3x + y + z \\ [\dot{n}_{\text{CO}}]^{\text{out}} &= [\dot{n}_{\text{CO}}]^{\text{in}} + x - y \\ [\dot{n}_{\text{CO}_2}]^{\text{out}} &= [\dot{n}_{\text{CO}_2}]^{\text{in}} + 2y \\ [\dot{n}_{\text{tot}}]^{\text{out}} &= [\dot{n}_{\text{tot}}]^{\text{in}} + 2x \end{aligned}$$

با توجه به معادلات (۷)، فشار جزئی گازهای خروجی از آند و کاتد با استفاده از رابطه (۸) محاسبه خواهد شد:

$$P_i = \frac{\dot{n}_i}{\dot{n}_{\text{tot}}} P_{\text{tot}} \quad (۸)$$

واکنش‌های بهسازی و دگرگونی، واکنش‌های تعادلی بوده و مقدار اجزاء آنها بستگی به ترکیب اولیه و دمای نهایی واکنش‌ها دارد. رابطه بین مقدار اجزای در تعادل، ترکیب تعادل و دمای نهایی آن توسط ثابت تعادل برقرار می‌شود. برای دو واکنش بهسازی و دگرگونی ثابت‌های تعادل به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$K_{p,r} = \frac{P_{\text{H}_2}^3 \times P_{\text{CO}}}{P_{\text{CH}_4} \times P_{\text{H}_2\text{O}}} \quad (۹)$$

$$K_{p,s} = \frac{P_{\text{CO}_2} \times P_{\text{H}_2}}{P_{\text{CO}} \times P_{\text{H}_2\text{O}}} \quad (۱۰)$$

ثابت تعادل برای یک مخلوط گاز ایده‌ال با توجه به رابطه فوق فقط تابعی از دما است؛ بنابراین برای واکنش بهسازی و دگرگونی، K_p به صورت یک تابع چندجمله‌ای و به صورت زیر بیان می‌شود [۲۱].

$$\text{Log } K_p = AT^4 + BT^3 + CT^2 + DT + E \quad (۱۱)$$

در رابطه (۱۱) A ، B ، C ، D و E ثابت‌های تجربی می‌باشند [۲۱].

- 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 و به شکل زیر تعریف می‌گردد.

$$E = E^\circ + \frac{R_u T}{n_e F} \ln \left(\frac{P_{\text{H}_2} P_{\text{O}_2}^{1/2}}{P_{\text{H}_2\text{O}}} \right) \quad (۱۲)$$

در رابطه فوق E° ولتاژ پیل سوختی در شرایط استاندارد، R_u ثابت عمومی گازها، T دمای استک پیل، F ثابت فارادی و n_e تعداد الکترون‌های جریان یافته در مدار به ازای تشکیل هر مولکول آب است. جهت محاسبه ولتاژ واقعی پیل باید افت‌های مربوط به پیل که شامل افت ولتاژ ناحیه فعال‌سازی (V_{act})، افت ولتاژ ناحیه اهمیک (V_{ohm}) و افت ولتاژ ناحیه غلظت (V_{conc}) می‌باشند، محاسبه شده و در نهایت از رابطه زیر مقدار ولتاژ واقعی آن (V_{cell}) به دست آید.

$$V_{\text{cell}} = E - (V_{\text{act}} + V_{\text{ohm}} + V_{\text{conc}}) = E - \Delta V_{\text{loss}} \quad (۱۳)$$

مقدار افت ولتاژ فعال‌سازی شامل افت‌های مربوط به راه‌اندازی پیل و همچنین غلبه بر واکنش‌های الکتروشیمیایی می‌باشد که برابر مجموع اضافه ولتاژ فعال‌سازی آند و کاتد پیل بوده و با ساده‌سازی رابطه باتلر ولمر طبق روابط زیر به دست خواهد آمد.

$$V_{\text{act}} = V_{\text{act,an}} + V_{\text{act,ca}} \quad (۱۴)$$

$$V_{\text{act}} = \frac{2R_u T}{n_e F} \sinh^{-1} \left(\frac{i}{2i_0} \right) \quad (۱۵)$$

در رابطه ۱۵، i و i_0 به ترتیب برابر چگالی جریان و چگالی جریان تبدالی می‌باشند. محاسبه مقدار چگالی جریان تبدالی بسیار پیچیده بوده و برای آند و کاتد یک پیل سوختی اکسید جامد از دو رابطه نیمه تجربی به دست می‌آید. افت یا اضافه ولتاژ اهمی برای آند، کاتد، متصل‌کننده‌های داخلی و الکترولیت با استفاده از روابط زیر به دست خواهند آمد [۲۱]:

۲-۴ - کمپرسور

با مشخص بودن نسبت فشار و راندمان کمپرسور دمای گازهای خروجی از کمپرسور و همچنین کار واقعی موردنیاز آن را از روابط زیر به دست آورد [۵].

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} = (r_{p,a})^{\frac{k_a-1}{k_a}} \quad (۳۲)$$

$$\eta_{is,ca} = \frac{w_{ca,s}}{w_{ca}} = \frac{\bar{h}_{2s} - \bar{h}_1}{\bar{h}_2 - \bar{h}_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (۳۳)$$

$$\dot{W}_{ca} = \dot{n}_a (\bar{h}_2 - \bar{h}_1) \quad (۳۴)$$

با توجه به وابسته بودن راندمان ایزونتروپیک به نسبت فشار و ثابت نمادین آن با تغییرات فشار، در حالتی که در تحلیل سیستم تغییرات نسبت فشار کمپرسور مد نظر باشد، به جای راندمان ایزونتروپیک از راندمان پلی تروپیک استفاده شده است.

$$\eta_{is,ca} = \frac{(r_{p,a})^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1}{(r_{p,a})^{\frac{k_a-1}{k_a} \eta_{p,ca}} - 1} \quad (۳۵)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = (r_{p,a})^{\frac{k_a-1}{k_a} \eta_{p,ca}} \quad (۳۶)$$

۳-۴ - محفظه پس سوز

با نوشتن معادله بقای انرژی و در نظر گرفتن راندمان محفظه، طبق روابط (۳۷) دمای گازهای خروجی از پس سوز محاسبه می شود [۵].

$$\dot{n}_7 \bar{h}_7 + \dot{n}_8 \bar{h}_8 - \dot{n}_9 \bar{h}_9 - \dot{Q}_{Loss,ab} = 0 \quad (۳۷)$$

در رابطه (۳۷) تلفات گرمایی محفظه پس سوز بوده و مقدار آن به راندمان محفظه η_{ab} ، ضریب مصرف سوخت در پیل سوختی و ارزش گرمایی سوخت (LHV) بستگی دارد [۵، ۲۱].

$$\dot{Q}_{Loss,ab} = \dot{n}_4 \times (1 - U_f) \times (1 - \eta_{ab}) \times LHV \quad (۳۸)$$

$$\eta_{ab} = \frac{f_{theoretical}}{f_{actual}} \quad (۳۹)$$

۴-۴ - توربین

با محاسبه کار ایده‌ال و در نظر گرفتن راندمان ایزونتروپیک توربین می‌توان مقادیر کار و دمای خروجی از آن را محاسبه کرد [۵]:

$$\eta_{gt} = \frac{W_{gt,a}}{W_{gt,s}} = \frac{\bar{h}_9 - \bar{h}_{10}}{\bar{h}_9 - \bar{h}_{10,s}} = \frac{T_9 - T_{10}}{T_9 - T_{10,s}} \quad (۴۰)$$

جهت تعیین دمای گازهای خروجی از توربین و کار تولید شده توسط آن می‌توان از روابط (۴۱) تا (۴۳) استفاده کرد [۵]:

$$r_{p,gt} = \frac{P_9}{P_{10}} \quad (۴۱)$$

$$P_{10} = P_9 \left(\frac{T_{10s}}{T_9}\right)^{\frac{k_g}{k_g-1}} \quad (۴۲)$$

$$\dot{W}_{gt} = \dot{n}_9 (\bar{h}_9 - \bar{h}_{10}) \quad (۴۳)$$

همانطور که قبلاً اشاره شد، با توجه به وابسته بودن راندمان ایزونتروپیک به نسبت فشار در حالتی که در تحلیل سیستم تغییرات نسبت فشار کمپرسور مد نظر باشد، به جای راندمان ایزونتروپیک از راندمان پلی تروپیک استفاده شده است.

$$\eta_{is,gt} = \frac{1 - \left(\frac{1}{r_{p,gt}}\right)^{\frac{\eta_{p,gt}(k_g-1)}{k_g}}}{1 - \left(\frac{1}{r_{p,gt}}\right)^{\frac{k_g-1}{k_g}}} \quad (۴۴)$$

$$V_{ohm} = V_{ohm,an} + V_{ohm,ca} + V_{ohm,el} + V_{ohm,in} \quad (۱۶)$$

$$V_{ohm} = ir \quad (۱۷)$$

$$r = \delta \rho \quad (۱۸)$$

$$\rho = A \exp\left(\frac{B}{T}\right) \quad (۱۹)$$

مقادیر A، B و δ پارامترهای ثابتی بوده که بسته به نوع و هندسه پیل به دست می‌آیند [۲۱]. افت مربوط به غلظت در چگالی جریان‌های بالا اهمیت پیدا می‌کند که مقدار آن با استفاده از روابط (۲۰)، (۲۱) و (۲۲) به دست خواهد آمد.

$$V_{Conc} = V_{Conc}^{an} + V_{Conc}^{ca} \quad (۲۰)$$

$$V_{Conc}^{an} = \frac{R_u T}{n_e F} \ln\left(\frac{1 - i/i_{L,H2}}{1 + i/i_{L,H2O}}\right) \quad (۲۱)$$

$$V_{Conc}^{ca} = \frac{R_u T}{n_e F} \ln\left(\frac{1}{1 - i/i_{L,O2}}\right) \quad (۲۲)$$

- محاسبات گرمایی

مقادیر گرمای حاصل از واکنش‌های بهسازی و دگرگونی طبق روابط (۲۳) و (۲۴) به دست می‌آیند [۲۱، ۱۱].

$$\dot{Q}_r = x(\bar{h}_{CO} + 3\bar{h}_{H2} - \bar{h}_{CH4} - \bar{h}_{H2O}) \quad (۲۳)$$

$$\dot{Q}_{sh} = y(\bar{h}_{CO2} + \bar{h}_{H2} - \bar{h}_{CO} - \bar{h}_{H2O}) \quad (۲۴)$$

گرمای حاصل از واکنش الکتروشیمیایی انجام شده در پیل سوختی اکسید جامد نیز طبق رابطه (۲۵) حاصل می‌شود [۲۳].

$$\dot{Q}_{elec} = z.T.\Delta S - I.\Delta V_{Loss} \quad (۲۵)$$

$$\Delta S = \left(S_{H2O}^o - S_{H2}^o - \frac{1}{2}S_{O2}^o\right) + \frac{R_u}{2} \ln\left(\frac{P_{H2}^2 \times P_{O2}}{P_{H2O}^2}\right) \quad (۲۶)$$

گرمای خالص باقیمانده از واکنش‌های انجام‌شده در پیل سوختی طبق رابطه زیر به دست می‌آید [۲۱].

$$\dot{Q}_{net} = \dot{Q}_{elec} + \dot{Q}_{sh} - \dot{Q}_r \quad (۲۷)$$

همان‌طور که در رابطه (۲۸) نیز نشان داده شده، مقداری از این گرمای خالص باقی‌مانده صرف افزایش دمای گازهای داخل و خروجی پیل شده (\dot{Q}') و بخش دیگر نیز به محیط (\dot{Q}_{surr}) وارد می‌شود [۲۱، ۱۱].

$$\dot{Q}_{net} = \dot{Q}_{surr} + \dot{Q}' \quad (۲۸)$$

$$\dot{Q}'' = \Delta h_{c1} + \Delta h_{c2} + \Delta h_{a1} + \Delta h_{a2} \quad (۲۹)$$

$$(\dot{n}_3 \bar{h}_3 + \dot{n}_6 \bar{h}_6) = \dot{Q}_{surr} + W_{out} + (\dot{n}_7 \bar{h}_7 + \dot{n}_8 \bar{h}_8) \quad (۳۰)$$

با توجه به رابطه (۲۹)، دمای گازهای خروجی از پیل که تقریباً برابر دمای کاری پیل است به دست می‌آید. در رابطه (۲۹)، Δh_{c1} و Δh_{a1} مقادیر تغییرات آنتالپی واکنش‌دهنده‌ها در آند و کاتد و Δh_{c2} و Δh_{a2} مقادیر تغییرات آنتالپی محصولات در آند و کاتد خواهند بود. مقدار تلفات گرمایی پیل به محیط نیز از رابطه (۳۰) حاصل می‌شود [۲۱، ۱۱]. معیار همگرایی الگوریتم تکرار محاسبه دمای گازهای خروجی از سلول سوختی بر اساس رابطه (۳۱) تعریف می‌شود [۱۱].

$$Q_{error} = \left| \frac{\dot{Q}'' - \dot{Q}'}{\dot{Q}'} \right| < 0.01 \quad (۳۱)$$

$$\frac{T_9}{T_{10}} = r_{p,g} \frac{\eta_{p,g}(k_g-1)}{k_g} \quad (45)$$

۴-۵- بازیاب گرمایی

در مدل پایه جهت افزایش دمای هوا و سوخت ورودی به پیل و همچنین تأمین آب گرم مورد نیاز، از سه بازیاب خارجی که توسط گازهای داغ خروجی از توربین تغذیه می‌شوند، استفاده شده است. دمای گازهای خروجی از بازیاب اول و دوم بر اساس راندمان یا ضریب کارایی و طبق روابط (۴۶) و (۴۷) محاسبه می‌گردد [۵].

$$\varepsilon_{APH} = \frac{T_3 - T_2}{T_{10} - T_2} \quad (46)$$

$$\varepsilon_{APH} = \frac{T_6 - T_5}{T_{11} - T_5} \quad (47)$$

برای محاسبه بار گرمایی مفید در بازیاب سوم، با در نظر گرفتن راندمان این بازیاب از روابط (۴۸) و (۴۹) استفاده شده است.

$$\dot{Q}_{WPH} = \varepsilon_{WPH} \dot{m}_{12} (\bar{h}_{12} - \bar{h}_{13}) \quad (48)$$

$$\dot{Q}_{WPH} = \dot{m}_{water} \bar{c}_p (T_{16} - T_{15}) \quad (49)$$

۴-۶- پمپ

جهت 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 بر اساس رابطه زیر به دست خواهد آمد [۲۲].

$$\dot{W}_{WP} = \dot{m}_w v_{14} (P_{15} - P_{14}) \quad (50)$$

۴-۷- دریافت کننده خورشیدی

در این پژوهش بر اساس نتایج آزمایشگاهی انجام شده، دریافت کننده خورشیدی بشقابی با راندمان کلی ساده سازی شده است [۱۵]. این راندمان کلی متشکل از راندمان و ضرایب قابلیت انعکاس متمرکز کننده، نفوذ و راندمان دریافت کننده می‌باشد. در این تحقیق ضریب قابلیت انعکاس متمرکز کننده ۰/۹۴، ضریب نفوذ ۰/۹۵، ضریب راندمان دریافت کننده ۰/۷۵ و راندمان کلی از ضرب سه پارامتر بالا محاسبه می‌شود که تقریباً برابر ۰/۶۷ می‌باشد. برای محاسبه انرژی گرمایی دریافت شده توسط دریافت کننده خورشیدی از رابطه (۵۱) استفاده می‌شود.

$$\dot{Q}_{solar} = A_c S R \eta_c \quad (51)$$

برای محاسبه دمای سیال خروجی از دریافت کننده خورشیدی از رابطه (۵۲) استفاده می‌شود.

$$\dot{Q}_{solar} = \dot{m}_{air} * (h_{out} - h_{in}) \quad (52)$$

۴-۸- سامانه ترکیبی

با در نظر گرفتن کل سیستم ترکیبی به عنوان یک حجم کنترل، راندمان‌های الکتریکی و گرمایی سامانه ترکیبی پایه با استفاده از روابط زیر به دست خواهند آمد [۵ و ۲۲]:

$$\eta_{ele} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{n}_f \times LHV} \quad (53)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{WPH}}{\dot{n}_f \times LHV} \quad (54)$$

$$\eta_{tot} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{WPH}}{\dot{n}_f \times LHV} \quad (55)$$

با توجه به معادلات بیان شده، جهت مدل سازی پیکربندی پیشنهادی، کد رایانه‌ای با استفاده از نرم افزار EES نوشته شده است. در حل اول اطلاعات ورودی به سیستم شامل نسبت فشار کمپرسور، دمای گازهای ورودی به توربین و مقدار انرژی دریافتی از خورشید می‌باشد. در حل دوم به جای دمای ورودی به توربین، دمای کاری پیل سوختی به عنوان اطلاعات به کد وارد می‌شود. لازم به ذکر است که تحلیل با سه شدت تابش مختلف انجام شده است.

۵- اعتبار سنجی

جهت اعتبارسنجی کد تهیه شده چرخه پیشنهادی چان و همکاران [۲۱] مدل سازی گردید و نتایج به دست آمده با نتایج تحقیق آنها مقایسه شد. راندمان الکتریکی و کلی سیستم، گرمای بازیافت شده، توان خروجی سیستم و ولتاژ هر سل پنج پارامتری بودند که در این بخش مورد بررسی قرار گرفته است. همان طور که در جدول ۲ مشاهده می‌شود، همخوانی نزدیک بین این نتایج و درصد اختلاف کم صحت روش حاضر و کد تهیه شده را تأیید می‌کند.

جدول ۲- نتایج اعتبارسنجی [۲۱]

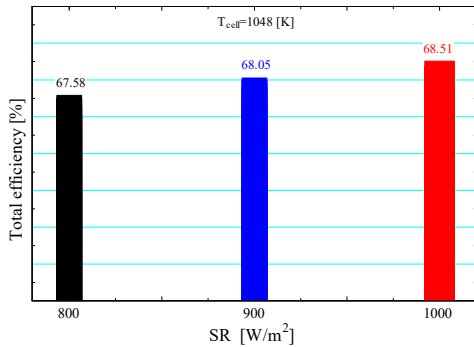
پارامترهای بررسی شده	نتایج چان و همکاران [۲۱]	نتایج با کد تهیه شده	درصد خطا %
راندمان الکتریکی سیستم	۶۲/۲	۶۰/۵۲	۲/۷
راندمان کلی سیستم	۸۳/۸	۸۰/۶۲	۳/۷۹
توان خروجی از سیستم (کیلووات)	۳۸۱	۳۷۴/۴۵	۱/۷۱

۶- نتایج

در این بخش اثر نسبت فشار کمپرسور، دمای گازهای ورودی به توربین، دمای کاری پیل سوختی و شدت تابش خورشیدی بر روی عملکرد دو سیستم پیشنهادی بررسی شده است. محاسبات چرخه در دو بخش دمای ورودی به توربین و دمای کاری پیل سوختی ثابت انجام شده است. این محاسبات در سه شدت تابش خورشید ۸۰۰، ۹۰۰ و ۱۰۰۰ وات بر مترمربع انجام گرفته است. در تحلیل های انجام شده مقدار نرخ هوای ورودی ۱۰۰ کیلو مول بر ساعت فرض شده و همچنین مقدار فشار و دمای ورودی به کمپرسور نیز به ترتیب ۱ بار و ۲۹۸ کلوین در نظر گرفته شده است. پارامترهای ثابت استفاده شده در تحلیل سیستم در جدول ۱ ارائه گردیده است.

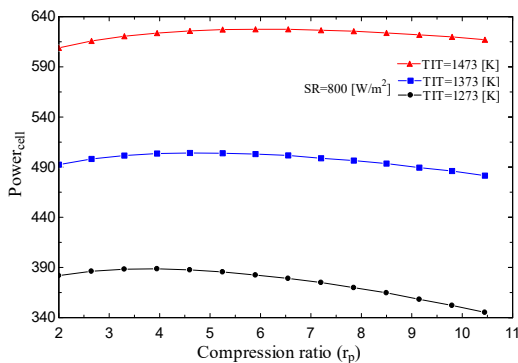
۶-۱- سیستم ترکیبی پیشنهادی اول

در این بخش نتایج مربوط به چرخه هیبریدی پیشنهادی اول در شرایط مختلف کاری ارائه شده است. یکی از پارامترهای مهم در بررسی عملکرد چرخه توربین گاز تغییر نسبت فشار کمپرسور می‌باشد. در این بخش با تغییر نسبت فشار کمپرسور در یک شدت تابش مشخص، عملکرد سیستم هیبریدی مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. همان طور که در شکل ۴ مشاهده می‌شود با افزایش نسبت فشار کمپرسور راندمان کلی سیستم ابتدا روند افزایشی داشته و سپس با بالا رفتن بیشتر نسبت فشار سیر نزولی به خود می‌گیرد. علت عمده افزایش راندمان در نسبت فشارهای کمتر، پیش گرم شدن هوای



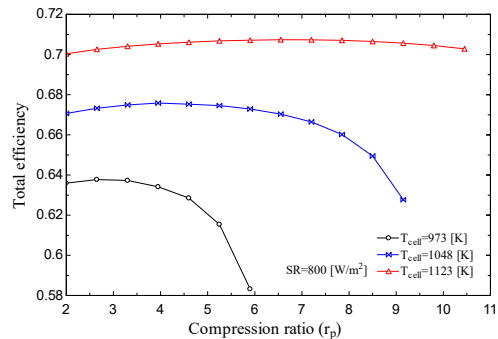
شکل ۶- راندمان کلی سیستم هیبریدی اول در میزان تابش‌های مختلف (با فرض دمای پیل سوختی ثابت)

دمای گازهای ورودی به توربین به عنوان یک محدودیت تکنولوژیکی، از پارامترهای مهم و تاثیرگذار در ارتقاء عملکرد چرخه توربین‌گاز می‌باشد. در این بخش تاثیر دمای گازهای ورودی به توربین بر روی راندمان و توان کلی سیستم هیبریدی مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. با توجه به اینکه دمای پیل سوختی وابسته به دمای گازهای ورودی به توربین می‌باشد، ابتدا دمای پیل و توان تولیدی آن در شرایط مختلف کاری تعیین می‌گردد. در شکل‌های ۷ و ۸ تغییرات توان تولیدی پیل و دمای کاری آن در نسبت فشارهای مختلف و دماهای گازهای ورودی به توربین متفاوت ارائه شده است. شدت تابش خورشید در این نمودارها ۸۰۰ وات بر متر مربع لحاظ شده است. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش دمای گازهای ورودی به توربین توان تولیدی پیل سوختی و دمای آن سیر صعودی خواهد داشت. با توجه به اینکه سهم قابل توجهی از توان تولیدی سیستم هیبریدی وابسته به پیل سوختی می‌باشد، پیش‌بینی می‌گردد که افزایش دمای گازهای ورودی به توربین باعث بهبود عملکرد سیستم هیبریدی خواهد شد.

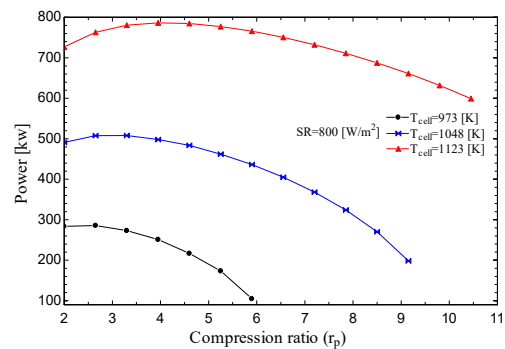


شکل ۷- تغییرات توان تولیدی پیل سوختی در دماهای مختلف ورودی به توربین

ورودی به پیل سوختی توسط دریافت‌کننده خورشیدی است که منجر به کاهش مصرف سوخت در سیستم شده است. از طرفی با افزایش بیشتر نسبت فشار، کار مورد نیاز کمپرسور نیز افزایش می‌یابد که این مساله منجر به کاهش کار خالص تولیدی چرخه می‌شود. در نسبت فشارهای کم کاهش مصرف سوخت غالب بوده و راندمان سیستم افزایش یافته و در نسبت فشارهای بالا کاهش کار خالص تولیدی سبب کاهش راندمان سیستم می‌گردد. همانطور که در شکل ۴ مشاهده می‌شود نتایج در سه دمای مختلف کاری پیل ارائه شده است. نتایج نشان می‌دهد افزایش دمای کاری پیل باعث بالا رفتن دمای گازهای ورودی به توربین شده و این مساله سبب بالا رفتن راندمان کلی سیستم هیبریدی خواهد شد. در شکل ۵ نیز تغییرات توان تولیدی سیستم هیبریدی برحسب نسبت فشار کمپرسور برای دماهای کاری مختلف پیل سوختی و در یک شدت تابش مشخص (۸۰۰ وات بر مترمربع) ارائه گردید است. همان‌طور که انتظار می‌رود روند تغییرات توان تولیدی مشابه راندمان کلی سیستم هیبریدی می‌باشد.

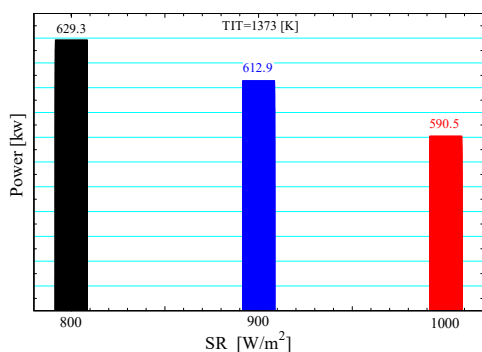


شکل ۴- تغییرات راندمان کلی سیستم هیبریدی اول برحسب نسبت فشار کمپرسور



شکل ۵- تغییرات توان کلی سیستم هیبریدی اول برحسب نسبت فشار کمپرسور

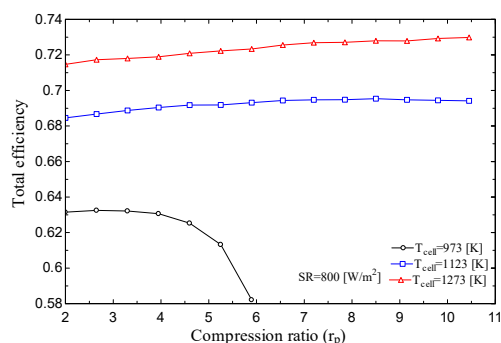
با توجه به اهمیت شدت تابش خورشیدی در سیستم هیبریدی پیشنهادی، در شکل ۶ در سه شدت تابش خورشید مختلف عملکرد چرخه مورد بررسی قرار گرفته است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش شدت تابش خورشید در دریافت‌کننده خورشیدی راندمان کلی سیستم بالا خواهد رفت. نتایج نشان می‌دهد به ازای هر صد وات بر مترمربع راندمان کلی سیستم ۰/۵ درصد افزایش خواهد یافت که رقم ناچیزی است.



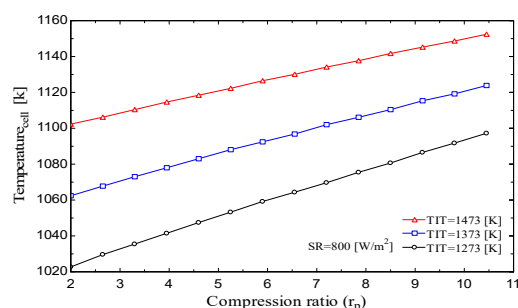
شکل ۱۰- توان تولیدی سیستم هیبریدی اول در میزان تابش‌های مختلف (با فرض دمای گازهای ورودی به توربین ثابت)

۶-۲- سیستم ترکیبی پیشنهادی دوم

در این طرح محفظه احتراق بعد از توربین قرار دارد. با جانمایی قرارگیری محفظه احتراق در طرح دوم دمای گازهای ورودی به توربین با دمای کاری پیل سوختی برابر می‌شوند. با توجه به محدوده کاری پیل‌های سوختی اکسید جامد و حداکثر دمای قابل تحمل پره‌های توربین، سه دما ۷۰۰، ۸۵۰ و ۱۰۰۰ درجه سلسیوس برای پیل سوختی انتخاب شده است. دماهای انتخاب شده هم دمای گازهای ورودی به توربین بوده و هم دمای کاری پیل می‌باشند. مشابه طرح پیشنهادی اول شدت تابش خورشید ۸۰۰، ۹۰۰ و ۱۰۰۰ وات بر مترمربع انتخاب شده‌اند. در شکل‌های ۱۱ و ۱۲ تغییرات راندمان کلی و توان تولیدی سیستم هیبریدی نسبت به تغییرات نسبت فشار کمپرسور، در دماهای مختلف پیل سوختی ارائه شده است. در این نمودار شدت تابش ۸۰۰ وات بر متر مربع در نظر گرفته شده است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دمای کاری پیل در شدت تابش ثابت، راندمان بهبود یافته و توان تولیدی سیستم افزایش می‌یابد. از سوی دیگر با افزایش نسبت فشار کمپرسور راندمان و توان خالص تولیدی سیستم ابتدا افزایش و سپس سیر نزولی خواهد داشت. در پیل‌های سوختی با دمای بالا روند کاهش راندمان و توان تولیدی در نسبت فشارهای خیلی بیشتر اتفاق می‌افتد این در حالیست که در دماهای پایین پیل این کاهش در نسبت فشارهای کمتر اتفاق می‌افتد.

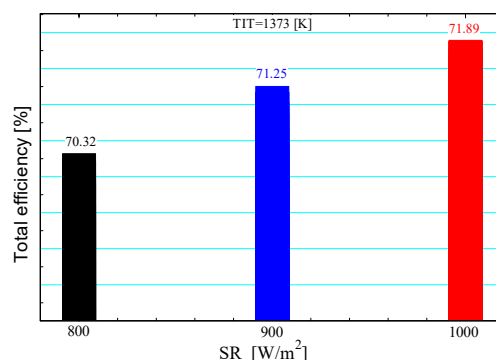


شکل ۱۱- تغییرات راندمان کلی سیستم هیبریدی دوم بر حسب نسبت فشار کمپرسور



شکل ۸- تغییرات دمای کاری پیل سوختی در دماهای مختلف ورودی به توربین

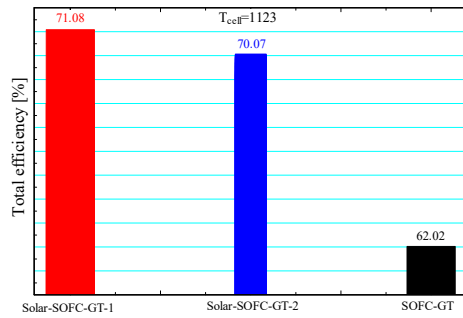
پارامتر مهم و تاثیر گذار دیگر در سیستم هیبریدی پیشنهادی شدت تابش خورشید می‌باشد. شدت تابش خورشید به پارامترهای مختلفی مانند عرض جغرافیایی، طول جغرافیایی و ... وابسته بوده و مقدار آن در مکان‌های مختلف متفاوت است. به طور کلی نصب نیروگاه‌های خورشیدی در مکان‌هایی مناسب است که شدت تابش خورشید بالا باشد. در شکل‌های ۹ و ۱۰ راندمان و توان تولیدی سیستم هیبریدی در شدت تابش‌های مختلف ارائه شده است. همانطور که در شکل ۹ مشاهده می‌شود با فرض ثابت بودن دمای گازهای ورودی به توربین (۱۳۷۳ کلوین)، با افزایش شدت تابش خورشید راندمان کلی سیستم هیبریدی افزایش خواهد یافت. در شکل ۱۰ نیز توان تولیدی سیستم هیبریدی در میزان تابش‌های مختلف ارائه شده است. همانطور که مشاهده می‌شود با ثابت فرض کردن دمای گازهای ورودی به توربین، با افزایش شدت تابش توان تولیدی سیستم کاهش پیدا می‌کند. با افزایش شدت تابش خورشید دمای هوای ورودی به پیل افزایش پیدا کرده و در نتیجه سوخت مصرفی در آن کم خواهد شد. با کاهش مصرف سوخت توان تولیدی پیل و سیستم هیبریدی کاهش پیدا خواهد کرد.



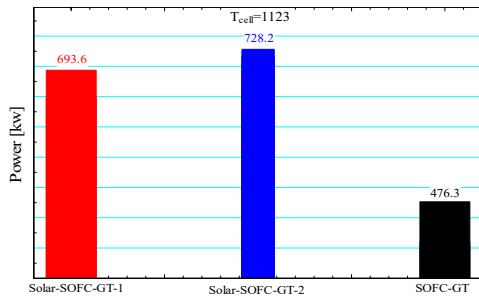
شکل ۹- راندمان کلی سیستم هیبریدی اول در میزان تابش‌های مختلف (با فرض دمای گازهای ورودی به توربین ثابت)

۶-۳- مقایسه نتایج سیستم‌های هیبریدی پیشنهادی

در شکل‌های ۱۵ و ۱۶ به ترتیب راندمان کلی و توان تولیدی دو سیستم هیبریدی پیشنهادی (SOFC+Solar GT) با چرخه هیبریدی توربین‌گاز و پیل‌سوختی پایه (SOFC-GT) مقایسه شده است. در این مقایسه دمای کاری پیل سوختی برابر ۱۱۲۳ کلوین و دبی هوای ورودی به چرخه نیز ۱۰۰ کیلومول بر ساعت در نظر گرفته شده است. همچنین میزان شدت تابش خورشید نیز برای هر سه سیستم پیشنهادی ۹۰۰ وات بر مترمربع لحاظ گردیده است.



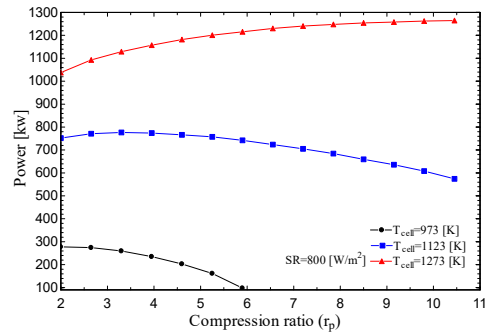
شکل ۱۵- راندمان کلی سیستم‌های پیشنهادی



شکل ۱۶- توان تولیدی سیستم‌های پیشنهادی

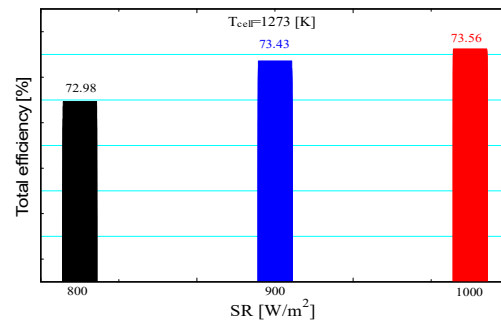
۷- نتیجه‌گیری

استفاده از چرخه توربین‌گاز خورشیدی و ترکیب آن با پیل‌سوختی اکسید جامد یک راهکار مناسب برای افزایش راندمان و توان تولیدی در سیستم هیبریدی می‌باشد. استفاده از دریافت‌کننده خورشیدی در ساختار چرخه سبب افزایش دمای هوای ورودی به پیل‌سوختی بدون صرف هزینه اولیه و سوخت خواهد شد. بررسی نتایج نشان می‌دهد که هر دو سیستم هیبریدی خورشیدی راندمان و توان تولیدی بیشتری نسبت به چرخه توربین‌گاز با پیل‌سوختی دارند. نتایج حاصل نشان می‌دهد که با افزایش شدت تابش خورشید راندمان کلی سیستم افزایش و توان تولیدی آن کاهش خواهد یافت. دلیل عمده این مساله نیز کاهش مصرف سوخت سیستم در شدت تابش‌های بالا می‌باشد. استفاده از دریافت‌کننده خورشیدی باعث کاهش مصرف سوخت در سیستم هیبریدی و افزایش ۸ الی ۹ درصدی راندمان کلی خواهد شد. از سوی دیگر همانطور که در شکل ۱۶ مشاهده می‌شود توان خالص تولیدی در چرخه‌های هیبریدی خورشیدی نیز ۴۵ تا ۵۰ درصد نسبت به چرخه پایه بیشتر می‌باشد. از سوی دیگر نتایج نشان می‌دهد که قرار دادن پس سوز در بالادست

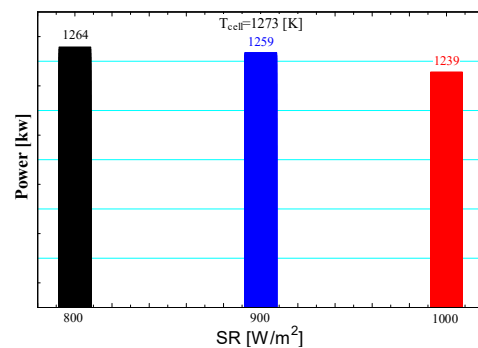


شکل ۱۲- تغییرات توان کلی سیستم هیبریدی دوم بر حسب نسبت فشار کمپرسور

جهت بررسی تأثیر شدت تابش خورشید بر عملکرد سیستم پیشنهادی دوم، نمودارهای مقایسه‌ای راندمان و توان کلی سیستم برای یک دمای پیل‌سوختی مشخص (۱۲۷۳ کلوین) در سه شدت تابش مختلف ۸۰۰، ۹۰۰ و ۱۰۰۰ وات بر مترمربع در شکل‌های ۱۳ و ۱۴ ارائه شده است. نتایج حاصل نشان می‌دهد که با افزایش شدت تابش خورشید راندمان کلی سیستم افزایش و توان تولیدی آن کاهش خواهد یافت. دلیل عمده این مساله نیز کاهش مصرف سوخت سیستم در شدت تابش‌های بالا می‌باشد.



شکل ۱۳- راندمان کلی سیستم هیبریدی دوم در میزان تابش‌های مختلف (با فرض دمای پیل‌سوختی و دمای گازهای ورودی به توربین ثابت)



شکل ۱۴- توان تولیدی سیستم هیبریدی دوم در میزان تابش‌های مختلف (با فرض دمای پیل‌سوختی و دمای گازهای ورودی به توربین ثابت)

توربین باعث افزایش راندمان و قرار دادن آن در بعد از توربین باعث افزایش توان تولیدی خواهد شد.

۸- نمادها

A	مساحت (m^2)
C_p	گرمای ویژه (kJ / kgK)
\dot{E}	ولتاژ پیل در شرایط استاندارد (V)
F	ثابت فارادی (As / mol)
h	انتالپی (kJ / kg)
i	چگالی جریان (A / m^2)
i_0	چگالی جریان تبدالی (A / m^2)
i_L	چگالی جریان حدی (A / m^2)
I	جریان الکتریکی (A)
k	نسبت گرمای ویژه هوا
K_p	ثابت تعادلی
LHV	ارزش گرمایی سوخت
P	فشار (MPa)
Q	انتقال گرما (kW)
r_p	نسبت فشار کمپرسور
R_u	ثابت عمومی گازها ($kJ / Kmol.K$)
S	آنتروپی (kW / K)
T	دما ($^{\circ}C$)
U_f	ضریب مصرف سوخت
V	ولتاژ (V)
x	نرخ مولی پیشرفت واکنش ریفورمینگ ($kmol / s$)
y	نرخ مولی پیشرفت واکنش دگرگونی ($kmol / s$)
z	نرخ مولی پیشرفت واکنش کلی پیل ($kmol / s$)
η	راندمان
ε	ضریب کارایی
δ	ضخامت

۹- مراجع

- [1] Madhlopa, A., Principles of solar gas turbines for electricity generation. Springer, 2018.
- [2] Pino Lucena F.J., Rosa Iglesias, M.F., and Rodriguez-Garcia, E.A., Innovative concepts of Integrated Solar Combined Cycles (ISCC) using a Solid Oxide Fuel Cell (SOFC), In *European Hydrogen Energy conference*, Malaga, Spain, 2018.
- [3] Behar O., A novel hybrid solar preheating gas turbine. *Energy Conversion and Management*, Vol.158, pp. 120-132, 2018.
- [4] Sorgulu F., Dincer I., Thermodynamic analyses of a solar-based combined cycle integrated with electrolyzer for hydrogen production. *International journal of hydrogen energy*, Vol.43, No. 2, pp. 1047-1059, 2018.
- [5] Pirkandi J., Maroufi A., and Khodaparast S., Parametric simulation and performance analysis of a solar gas turbine power plant from thermodynamic and exergy perspectives. *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 32, No. 5, pp. 2365-2375, 2018.
- [6] Ameri M., Mohammadzadeh M., Thermodynamic, thermoeconomic and life cycle assessment of a novel integrated solar combined cycle (ISCC) power plant. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, Vol.27, pp. 192-205, 2018.
- [7] Javanshir A., Sarunac N., and Razzaghpahan Z., Thermodynamic analysis of simple and regenerative Brayton cycles for the concentrated solar power applications. *Energy Conversion and Management*, Vol.163, pp. 428-443, 2018.
- [8] Eisavi B., Chitsaz A., Hosseinpour J., and Ranjbar F., Thermo-environmental and economic comparison of three different arrangements of solid oxide fuel cell-gas turbine (SOFC-GT) hybrid systems. *Energy Conversion and Management*, Vol. 168, pp. 343-356, 2018.
- [9] Harun N.F., Tucker D., and Adams T.A., Open Loop and Closed Loop Performance of Solid Oxide Fuel Cell Turbine Hybrid Systems during Fuel Composition Changes. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.139, No.6, pp.1-9, 2017.
- [10] Pirkandi J., Ommian M., Thermo-Economic Operation Analysis of SOFC-GT Combined Hybrid System for Application in Power Generation Systems. *Journal of Electrochemical Energy Conversion and Storage*, Vol.6, No.1, pp.1-12, 2019.
- [11] Pirkandi J., Chasseimi M., and Hamedi M.H., Performance comparison of direct and indirect hybrid systems of gas turbine and solid oxide fuel cell from thermodynamic and exergy viewpoints. *Moadres Mechanical Engineering*. Vol.12, No.3, pp.117-133, 2012.
- [12] Cameretti, M.C., Modelling of a Hybrid Solar Micro-Gas Turbine fuelled by biomass from agriculture product. *Energy Reports*, Vol. 6, pp. 105-116, 2020.
- [13] Miari Naeimi M., Eftekhari Yazdi M., and Salehi G.R., Advanced exergy, exergoeconomic, exergoenvironmental evaluation of a solar hybrid trigeneration system based on solar gas turbine for an office building. *Journal of Energy Resources Technology*, Vol.143, No.2, pp.1-7, 2021.
- [14] Abubaker A.M., Ahmad A. D., Singh B. B., Akafuah, N. K., and Saito, K., Multi-objective linear-regression-based optimization of a hybrid solar-gas turbine combined cycle with absorption inlet-air cooling unit. *Energy Conversion and Management*, Vol.240, pp. 1-20, 2021.
- [15] Dabwan, Y.N., Pei G., Kwan T. H., and Zhao B., An innovative hybrid solar preheating intercooled gas turbine using parabolic trough collectors. *Renewable Energy*, 2021. Vol. 179, pp. 1009-1026, 2021.
- [16] Moreno-Gamboa, F., Escudero-Atehortua A., and Nieto-Londoño C., Performance evaluation of external fired hybrid solar gas-turbine power plant in Colombia using energy and exergy methods. *Thermal Science and Engineering Progress*, Vol.20, pp. 100679, 2020.
- [17] Siddiqui O., and Dincer I., Analysis and performance assessment of a new solar-based multigeneration system integrated with ammonia fuel cell and solid oxide fuel cell-gas turbine combined cycle. *Journal of Power Sources*, Vol. 370, pp. 138-154, 2017.
- [18] Tukenmez N., Yilmaz F., and Ozturk M., Parametric analysis of a solar energy based multigeneration plant with SOFC for hydrogen generation. *International Journal of Hydrogen Energy*. Vol. 47, No.5, pp. 3266-3283, 2022.
- [19] Karapekmez A., I. Dincer I., Development of a new solar, gasification and fuel cell based integrated plant. *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.47, No. 6, pp. 4196-4210, 2022.
- [20] Peng M.Y., Marefati M., Energy and exergy analysis of a new combined concentrating solar collector, solid oxide fuel cell, and steam turbine CCHP system. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, Vol. 39, pp. 100713, 2020.
- [21] Chan S., Tian Y., Modelling of simple hybrid solid oxide fuel cell and gas turbine power plant. *Journal of power sources*. Vol. 109, No. 1, pp. 111-120, 2002.
- [22] Pirkandi J., Maroufi A., and Ommian M., Exergy and economic investigation of different strategies of hybrid systems consisting of gas turbine (GT) and solid oxide fuel cell (SOFC). *International Journal of Integrated Engineering*, Vol. 14, No. 1, pp. 127-139, 2022.