



Thermodynamic-Environmental Assessment of Converting Iran's Gas Power Plants to Combined Cycle

Nematollah Mazrouei and Ahmad Reza Rahmati*

Department of Mechanical Engineering, University of Kashan, Kashan, Iran.

Abstract: This study presents a thermodynamic and environmental analysis of four configurations of E-class and F-class gas turbines and their corresponding combined cycles (CCGT-E and CCGT-F) to explain some of the advantages of combined cycles over gas turbine cycles. Energy and exergy analyses were conducted to evaluate efficiency, exergy destruction, specific CO₂ emissions (SCE), and sustainability indices. A novel environmental exergy sustainability index (EESI) was developed and its mathematical proof was presented. The results demonstrate that CCGT-F achieves the highest exergetic sustainability index (ESI) and EESI values of 1.13 and 1.72, respectively. CCGT-F, with a thermal efficiency of 56.31% (17.04% higher than GT-F), and CCGT-E, with an efficiency of 48.73% (14.67% higher than GT-E), exhibit superior performance. From an environmental perspective, CCGT-E and CCGT-F reduce CO₂ emissions by 30.1% and 39.5% compared to GT-E, respectively. Conversion of the country's gas power plants to combined cycle could add at least 7,000 MW grid generation capacity, save fuel, and prevent at least 50,000 tons of daily CO₂ emissions.

Keywords: Exergy Analysis, Energy Analysis, Gas Turbine, Combined Cycle, Environmental Sustainability.

Received: Jan. 20, 2026; Revised: May. 10, 2026; Accepted: May. 16, 2026; Published Online: Jun. 21, 2026.


* Corresponding Author: ar_rahmati@kashanu.ac.ir

How to Cite: Mazrouei Nematollah, Rahmati Ahmad Reza, Thermodynamic-Environmental assessment of converting Iran's gas power plants to combined cycle, Journal of Computational Methods in Engineering; 2026, 45(1), 151-180; doi.org/10.47176/jcme.45.1.1074.





ارزیابی ترمودینامیکی - زیست‌محیطی تبدیل نیروگاه‌های گازی ایران به سیکل ترکیبی

نعمت اله مزروعی و احمد رضا رحمتی* 

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران

چکیده - مطالعه حاضر، تحلیل ترمودینامیکی و زیست‌محیطی چهار پیکربندی توربین‌های گاز کلاس E و F و سیکل‌های ترکیبی متناظر آن‌ها (CCGT-E و CCGT-F) را ارائه نموده و بخشی از مزایای سیکل ترکیبی نسبت به سیکل توربین‌های گاز تبیین شده است. تحلیل‌های انرژی و انرژی برای ارزیابی بازده، تخریب انرژی، انتشار دی‌اکسیدکربن ویژه (SCE) و شاخص‌های پایداری انجام شد. شاخص بدیع پایداری زیست‌محیطی - انرژی‌زیستی توسعه یافته (EESI) معرفی و اثبات ریاضی آن ارائه شد. نتایج نشان داد CCGT-F به بالاترین مقادیر شاخص پایداری انرژی‌زیستی ESI و شاخص EESI به ترتیب برابر با ۱/۱۳ و ۱/۷۲ دست می‌یابد. CCGT-F با بازده حرارتی ۵۶/۳۱٪ (۱۷/۰۴٪ بالاتر از GT-F) و CCGT-E با بازده ۴۸/۷۳٪ (۱۴/۶۷٪ بالاتر از GT-E) عملکرد برتری دارند و از منظر زیست‌محیطی، CCGT-F و CCGT-E انتشار دی‌اکسیدکربن را به ترتیب ۳۰/۱٪ و ۳۹/۵٪ نسبت به GT-E کاهش می‌دهند. در صورت تحقق تبدیل واحدهای گازی کشور به سیکل ترکیبی، علاوه بر افزایش ظرفیت تولید حداقل ۷۰۰۰ مگاواتی شبکه و صرفه جویی سوخت، موجب بهبود شرایط زیست‌محیطی و جلوگیری از انتشار روزانه حداقل ۵۰ هزار تن دی‌اکسیدکربن می‌گردد.

واژه‌های کلیدی: تحلیل انرژی، تحلیل انرژی، توربین گاز، سیکل ترکیبی، پایداری زیست‌محیطی.

دریافت مقاله: ۱۴۰۴/۱۰/۳۰، بازنگری: ۱۴۰۵/۰۲/۲۰، پذیرش: ۱۴۰۵/۰۲/۲۶، اولین انتشار: ۱۴۰۵/۰۳/۳۱

* نویسنده مسئول، رایانامه: ar_rahmati@kashanu.ac.ir



فهرست علائم

علائم انگلیسی	
جرم، kg	m
دما، °C	T
انتالپی، kJ/kg	h
انتروپی، kJ/kg.K	s
دبی جرمی، kg/s	\dot{m}
انرژی، kJ	E
انرژی مخصوص، kJ/kg	e_x
علائم یونانی	
بازده، درصد	η
زیرنویس	
سوخت	$fuel$
شرایط مرجع	o
توربین بخار	ST
توربین گاز	GT
بالانویس	
نرخ زمانی	\circ

انرژی، E_x	انرژی، kJ
توان، kW	انرژی، kJ
ارزش حرارتی پائینی سوخت	انرژی، kJ
انتشار دی اکسیدکربن ویژه	انرژی، kJ
شاخص پایداری انرژی	انرژی، kJ
شاخص پایداری زیست محیطی - انرژی	انرژی، kJ
سیکل ترکیبی	انرژی، kJ
علائم یونانی	
ضریب انرژی سوخت	φ
زیرنویس	
سوخت اضافی	SF
حرارتی	th
انرژی	ex

۱- مقدمه

حرارتی، با اولویت اول در بخش احداث نیروگاه‌های بزرگ مورد توجه قرار دارند.

کلاس‌های مختلف فناوری توربین گاز، با بهبود مستمر در مواد، فناوری‌های خنک‌کاری و آیرودینامیک که امکان دستیابی به دماهای کارکرد و نسبت‌های فشار بالاتر را فراهم می‌کنند، ویژگی‌های عملکردی متفاوتی ارائه می‌دهند (۳). در این زمینه، درک عملکرد مقایسه‌ای کلاس‌های مختلف این فناوری از طریق تحلیل دقیق ترمودینامیکی برای تصمیم‌گیری آگاهانه در برنامه‌ریزی و بهینه‌سازی سیستم‌های نیرو ضروری است.

به دلیل انتقال تکنولوژی ساخت توربین‌های گازی کلاس E مدل V94.2 به کشور از اوائل دهه ۸۰ شمسی، اکثر نیروگاه‌های نصب شده در کشور در این سال‌ها از این نوع هستند. این واحدها

بخش تولید نیروی برق با چالش دوگانه تأمین تقاضای رو به رشد انرژی برق و ضرورت کاهش تأثیرات زیست محیطی مواجه است. نیروگاه‌های سیکل ترکیبی با توربین‌های گاز مدرن به عنوان فناوری‌های مهم برای تولید برق کارآمد با انتشار آلاینده‌های کمتری در مقایسه با نیروگاه‌های قدیمی با سوخت‌های سنگین یا زغال‌سنگ مطرح شده‌اند (۱). تکامل از سیکل ساده توربین‌های گاز به سیستم‌های سیکل ترکیبی نشان‌دهنده پیشرفت قابل توجهی در بازده تولید نیرو است به طوری که نیروگاه‌های سیکل ترکیبی مدرن در شرایط بهینه به بازده حرارتی بیش از ۶۰ درصد دست می‌یابند (۲) و با داشتن بالاترین راندمان در بین نیروگاه‌های

روش‌های عددی در مهندسی، سال ۴۵، شماره ۱، تابستان ۱۴۰۵

آن‌ها همچنین گزارش دادند که راندمان آگزرژی و حرارتی سیستم به ترتیب ۴۹٪ و ۳۸٪ است. کیلانی و همکاران (۶) نشان دادند تولید بخار خارج از بویلر بازیاب حرارت با استفاده از گرمای سیال بین کمپرسور و مجفذه احتراق، بازده را تا ۶٪ افزایش می‌دهد. بادو رودیاتو و همکاران (۷) با تجزیه و تحلیل آگزرژی یک نیروگاه بخار، بیشترین برگشت‌ناپذیری را در دیگ بخار (۲۸/۱۷٪) شناسایی کردند.

ودران و همکاران (۸-۱۰) در سه مطالعه مجزا، توربین‌های بخار مختلف در نیروگاه بخار معمولی، نیروگاه هسته‌ای و نیروگاه تامین نیروی محرکه دریایی را بررسی کردند. توربین نیروگاه مربوط به تأمین نیروی محرکه دریایی بدترین عملکرد با کمترین بازده انرژی (۷۶/۳۳٪) و آگزرژی (۸۰/۷۹٪) را داشت. در مطالعه واحد بخار حدود ۹۰۰ مگاواتی شامل چهار توربین، توربین فشار متوسط، بالاترین تولید توان مکانیکی (۳۸۹/۸۵ مگاوات) و توربین‌های فشار پایین، بیشترین تخریب آگزرژی (۵۱/۵۴ مگاوات) را نشان دادند.

همایون و همکاران (۱۱) یک واحد نیروگاه بخار موجود را با استفاده از نرم‌افزار، مدل‌سازی و شبیه‌سازی و براساس آنالیز انرژی و آگزرژی مورد بررسی قرار دادند و بویلر را منبع اصلی تخریب آگزرژی معرفی کردند. آنترو و همکاران (۱۲) تحلیل آگزرژی جهت بررسی بهبود عملکرد یک نیروگاه بخار فوق بحرانی با سوخت زغال سنگ پودر شده را به انجام رساندند و نشان دادند که تخریب آگزرژی در کل این نیروگاه حدود ۴۲/۸ درصد است. آلتارونه و همکاران (۱۳) تحلیل آگزرژی و انرژی یک نیروگاه سیکل ترکیبی با ظرفیت ۴۰۰ مگاوات شامل دو توربین گاز و یک توربین بخار را با تمرکز بر واحد بخار به منظور شناسایی مکان و تجهیزات با تلفات انرژی و برگشت‌ناپذیری بالا که منجر به کاهش عملکرد نیروگاه می‌شود را به انجام رساندند. آن‌ها دیگ بخار را منبع بیشترین تخریب آگزرژی شناسایی کردند. ناندی و همکارش (۱۴) یک نیروگاه سیکل ترکیبی پیشنهاد دادند که از ترکیب یک سیکل توربین گاز بازیابنده (رکوپراتیو) با یک سیکل توربین بخار با بازگرمایش تشکیل شده است. ارزیابی آن‌ها

در شرایط ISO در زمان نصب قابلیت تولید توان ۱۵۹ مگاوات را داشتند که در حال حاضر با ارتقاء^۱ به ۱۸۳ مگاوات رسیده است و انتقال تکنولوژی ساخت توربین‌های گازی کلاس F با ظرفیت نامی تا ۳۰۷ مگاوات و راندمان بالاتر نیز در حال انجام و تکمیل است. عمده تلفات انرژی توربین‌های گاز این واحدها به صورت گرما که حاصل از محصولات احتراق است از طریق گازهای داغ خروجی از آگزروز در دمای بیش از ۵۰۰ درجه سلسیوس به اتمسفر منتقل می‌گردد. علیرغم نصب و راه‌اندازی تعداد زیادی از واحدهای گازی با ظرفیت‌های بیشتر از ۱۵۰ مگاوات در کشور، ولی احداث واحدهای بخار و تبدیل این واحدها به سیکل ترکیبی برای عمده این نیروگاه‌ها تاکنون محقق نشده است.

در ۵۰ سال گذشته نیروگاه‌های متعددی برای تولید انرژی الکتریکی نصب شده‌اند که سوخت مصرفی آن‌ها غالباً از سوخت‌های فسیلی است و یکی از مصرف‌کنندگان عمده سوخت‌های فسیلی به حساب می‌آیند که در آلودگی هوا نیز نقش پررنگی دارند. به همین خاطر بهینه‌سازی نیروگاه‌ها که منجر به کاهش میزان مصرف سوخت می‌شود؛ از اهمیت بسزائی برخوردار خواهد بود. بهینه‌سازی مصرف انرژی و در نتیجه استانداردسازی و کاهش سرانه مصرف انرژی، پارامتر مهمی در توسعه یافتگی یک کشور محسوب می‌گردد و از این رو در سال‌های اخیر پژوهش‌های متعددی با هدف بهبود عملکرد ترمودینامیکی و افزایش بهره‌وری نیروگاه‌های تولید برق انجام شده است.

پرومز و همکاران (۴) مدلی برای بررسی عملکرد نیروگاه سیکل ترکیبی توسعه دادند و افزایش نرخ تخریب آگزرژی در محفزه احتراق توربین گاز را گزارش کردند. ابوئور و همکاران (۵) تخریب آگزرژی و راندمان آگزرژی یک نیروگاه سیکل ترکیبی در سودان را بررسی کردند. آن‌ها گزارش دادند که ۶۳ درصد از کل تخریب آگزرژی در محفزه احتراق و مابقی آن در توربین‌های گاز، توربین‌های بخار، بویلرهای بازیاب حرارت، دودکش‌ها، کمپرسورها و سیستم‌های خنک کننده قرار دارند.

الزوغول و همکاران (۲۲) تأثیر پارامترهای طراحی سیکل پایین دست را بر عملکرد نیروگاه سیکل ترکیبی بررسی کردند.

آزوبوئیک و همکاران (۲۳) با تحلیل آگرژی پیشرفته نیروگاه بخار، دریافتند ۸۳٪ تخریب‌های آگرژی درون‌زا هستند و بخش دیگر بخار اولویت اصلی بهبود است. ماسک و همکاران (۲۴) نشان دادند با افزایش دمای محیط از ۱۷ تا ۴۲ درجه، راندمان انرژی از ۶۴/۱ به ۵۴/۵٪ کاهش می‌یابد و محفظه احتراق بیشترین تخریب آگرژی را دارد. میسرا و همکاران (۲۵) با تحلیل آگرژی-اقتصادی، محفظه احتراق را با بالاترین نرخ هزینه برگشت‌ناپذیری‌ها معرفی کردند. سمیعی و همکاران (۲۶) ارزیابی‌های انرژی، آگرژی و آگرژی اقتصادی برای نیروگاه سیکل ترکیبی با سه پیکربندی بویلر بازیاب حرارت (یک، دو و سه فشاره) را انجام دادند و سناریوی فشار دوگانه بویلر بازیاب حرارت را با راندمان آگرژی ۴۸/۷۰٪ بهترین گزینه معرفی کردند. خانکاری و همکاران (۲۷) روشی عملیاتی مبتنی بر تحلیل ترمودینامیکی برای بهبود عملکرد یک نیروگاه ۵۰۰ مگاوات زغال‌سنگ‌سوز ارائه دادند و نشان دادند خروج پیش‌گرمکن از مدار و شرایط اسپری تأثیر قابل توجهی بر راندمان دارد. از پژوهش‌های دیگر؛ می‌توان به تحقیقات کرد با و همکاران (۲۸)، کیاو و همکاران (۲۹) و آبام و همکاران (۳۰) اشاره کرد که به کاربرد و اهمیت شاخص‌های پایداری در ارزیابی سیستم‌های تولید نیرو پرداخته‌اند.

مطالعه حاضر بر مقایسه عملکرد دو کلاس فناوری برجسته توربین‌های گاز کلاس E و کلاس F، هم در پیکربندی‌های سیکل ساده (GT) و هم در پیکربندی‌های سیکل ترکیبی (CC) با استفاده از داده‌های عملیاتی تمرکز دارد. در تحلیل ترمودینامیکی از روش انرژی (قانون اول ترمودینامیک) و آگرژی (قانون دوم ترمودینامیک) استفاده می‌کند تا بینش‌های جامعی درباره بازده، برگشت‌ناپذیری‌ها و پتانسیل‌های بهبود پایداری ارائه دهد. با محاسبه و مقایسه معیارهای عملکردی در این پیکربندی‌ها، این پژوهش افق پیش روی صنعت برق کشور در نتیجه تلاش‌های

نشان می‌دهد که این نیروگاه توان خالص ۶۳/۵۹ مگاوات با بازده انرژی ۴۹/۰۸٪ و بازده آگرژی ۴۷/۴۲٪ تولید می‌کند. همچنین محفظه احتراق بیشترین میزان تخریب آگرژی را داشته و ۶۳/۳۰٪ از کل برگشت‌ناپذیری‌های سیستم را شامل می‌شود، در حالی که توربین گاز این مجموعه با بازده آگرژی ۹۴/۹۱٪ به عنوان کارآمدترین تجهیز سیکل شناخته شده است.

چهاجیح (۱۵) تحلیل انرژی و آگرژی یک واحد نیروگاه بخار ۲۰۰ مگاواتی نیروگاه حرارتی که شامل دو کندانسور است را مطالعه نمود. بیشترین تلفات آگرژی را در دیگ بخار (۵۸/۷٪) و سپس توربین (۳۸/۵٪) گزارش کرد. آزوبوئیک و همکاران (۱۶) عملکرد آگرژی برای یک واحد بخار نیروگاهی با سوخت گاز با ظرفیت ۲۲۰ مگاوات را در بارهای کامل و جزئی مورد بررسی قرار دادند. کمترین راندمان آگرژی را در دیگ بخار (۴۱/۷٪ تا ۴۲/۸٪) مشاهده کردند. لی و همکاران (۱۷) اهمیت تنظیم زاویه پره‌های راهنما در بهینه‌سازی راندمان سیکل ترکیبی را نشان دادند. عصاره و همکاران (۱۸) بیشترین تخریب آگرژی را در محفظه احتراق، اواپراتور، توربین گاز و مولد ترموالکتریک مشاهده کردند. آرپیت و همکاران (۱۹) نیروگاه‌های سیکل ترکیبی را با توربین گاز معمولی مقایسه کردند و نشان دادند شاخص پایداری آگرژیک نیروگاه سیکل ترکیبی (۰/۴۵) برتری قابل توجهی نسبت به سیکل‌های توربین گاز (۰/۲۸-۰/۲۹) دارد. این برتری ناشی از ادغام چرخه پایین دست و کاهش تلفات آگرژی است.

الوردانی و همکاران (۲۰) در تحلیل آگرژی یک توربین گاز، محفظه احتراق را با ۸۵/۲۲٪ به عنوان منبع اصلی تخریب آگرژی شناسایی کردند. آن‌ها نشان دادند با افزایش دمای محیط از ۰ تا ۴۵ درجه، بازده آگرژی از ۲۷/۹۱ به ۲۶/۶۳٪ و توان خروجی از ۸۸ به ۸۴ مگاوات کاهش می‌یابد. الدیمی و همکاران (۲۱) طرح نوآورانه‌ای از نیروگاه ترکیبی با ادغام سه چرخه رانکین آلی (ORC) و یک چرخه برایتون را بررسی کردند. نتایج نشان داد افزایش راندمان کمپرسور از ۷۰ به ۸۸٪، توان خروجی را ۶۰٪ افزایش می‌دهد.

روش‌های عددی در مهندسی، سال ۴۵، شماره ۱، تابستان ۱۴۰۵

جدول ۱. مشخصات پیکربندی‌های سیکل ترکیبی

واحد	CCGT-F	CCGT-E	پارامتر
-	۲ × GT-F	۲ × GT-E	واحدهای توربین گاز
درجه سلسیوس	۶۲۲	۵۲۸	دمای گاز ورودی به HRSG
-	ST-F	ST-E	واحدهای سیکل بخار
بار	۱۳۵	۹۰	فشار بخار فشار بالا
درجه سلسیوس	۵۶۵	۵۲۰	دمای بخار فشار بالا
مگاوات (MW)	۳۷/۶۳۹	۲۷/۳۴۲	انرژی احتراق اضافی*
کیلوگرم بر ثانیه (kg/s)	۰/۷۵۳	۰/۵۴۷	دبی سوخت اضافی

* از احتراق اضافی در بویلرهای بازیاب حرارت برای افزایش توان تولیدی واحد بخار استفاده می‌شود.

هریک از دو سیکل ترکیبی مورد مطالعه CCGT-F و CCGT-E، با آرایش دو توربین گاز، دو بویلر بازیاب حرارت و یک توربین بخار با مشخصات ذکر شده در جدول (۱) آمده است.

۲- روش و چارچوب نظری

۲-۱- تحلیل انرژی

تحلیل انرژی براساس قانون اول ترمودینامیک، با ارزیابی تعادل انرژی برای هر جزء و کل سیکل انجام می‌شود. برای توربین‌های گاز، بازده حرارتی (η_{th}) با رابطه (۱) محاسبه می‌شود:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{\dot{m}_{fuel} \cdot LHV} \quad (1)$$

که در آن W_{net} توان خالص خروجی، \dot{m}_{fuel} دبی جرمی سوخت و LHV ارزش حرارتی پایین سوخت است. برای نیروگاه‌های سیکل ترکیبی، بازده حرارتی ($\eta_{th,CC}$) با رابطه (۲) محاسبه می‌شود:

$$\eta_{th,CC} = \frac{W_{GT} + W_{ST}}{(\dot{m}_{fuel,GT} + \dot{m}_{fuel,SF}) \cdot LHV} \quad (2)$$

که در آن W_{GT} کل توان خالص خروجی از توربین‌های گاز، W_{ST} توان خالص خروجی از واحد بخار (معادل ۹۵٪ توان ناخالص، ۵٪ از توان ناخالص این واحد برای مصارف داخلی سیکل بخار استفاده می‌شود)، $\dot{m}_{fuel,GT}$ مصرف سوخت در توربین‌های گاز و $\dot{m}_{fuel,SF}$ سوخت اضافی مصرفی در HRSG ها است. در این روش‌های عددی در مهندسی، سال ۴۵، شماره ۱، تابستان ۱۴۰۵

جاری برای افزایش بازده تولید نیرو و پایداری آن و همچنین بهبود شرایط انتشار آلاینده‌ها و محیط‌زیست و همچنین تکامل و پایایی شبکه و کاهش ناترازیها، از طریق تبدیل نیروگاه‌های توربین گاز به سیکل ترکیبی را روشن می‌سازد.

۱-۱- پیکربندی‌های مورد تحلیل

چهار پیکربندی متمایز و فراگیر نیروگاهی در این مطالعه مورد تحلیل قرار خواهند گرفت:

۱. توربین گاز کلاس E (GT-E): یک توربین گاز سیکل ساده ۱۶۰ مگاواتی، نماینده فناوری کلاس E

۲. توربین گاز کلاس F (GT-F): یک توربین گاز سیکل ساده ۳۰۰ مگاواتی، نماینده فناوری پیشرفته‌تر کلاس F، با دمای ورودی توربین (TIT) و نسبت‌های فشار بالاتر نسبت به کلاس E

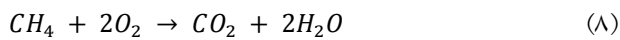
۳. سیکل ترکیبی کلاس E (CCGT-E): یک سیکل ترکیبی شامل دو توربین گاز کلاس E، دو بویلر بازیاب حرارت (HRSG) و یک سیکل توربین بخار (ST) ۱۶۰ مگاواتی

۴. سیکل ترکیبی کلاس F (CCGT-F): یک سیکل ترکیبی شامل دو توربین گاز کلاس F، دو بویلر بازیاب حرارت (HRSG) چند فشاره و یک سیکل توربین بخار (ST) پیشرفته‌تر ۳۰۰ مگاواتی

۲-۳- ارزیابی تاثیرات زیست محیطی

دی‌اکسید کربن (CO₂) بخش غالب محصول ناشی از احتراق گاز طبیعی را تشکیل می‌دهد و به عنوان اصلی‌ترین گاز گلخانه‌ای در جو، نقش کلیدی در تغییرات اقلیمی ایفا می‌کند به گونه‌ای که در توافقتنامه‌های بین‌المللی متعدد مانند پروتکل پاریس نیز به عنوان شاخص اصلی ارزیابی پذیرفته شده است. در این مطالعه نیز، به عنوان شاخص اصلی ارزیابی عملکرد زیست محیطی در نظر گرفته شده است. در رابطه (۱۲) نیز مشاهده می‌گردد که مقدار آن رابطه معکوس با بازده حرارتی دارد که امکان ارزیابی کمی عملکرد را فراهم می‌کند. سایر آلاینده‌های گاز طبیعی مانند متان (در صورت احتراق ناقص)، اکسیدهای نیتروژن و مونواکسید کربن، به دلیل حجم ناچیز انتشار در محصولات احتراق کامل، در این تحلیل در نظر گرفته نشده‌اند.

بنابراین با توجه به اینکه بخش اعظم گاز طبیعی از متان تشکیل شده است، با فرض احتراق متان به عنوان سوخت اصلی، معادله استوکیومتری واکنش از رابطه (۸) بدست می‌آید:



هرچند در واقعیت، آلاینده‌های دیگری نیز از احتراق گاز طبیعی حاصل می‌شود ولی با توجه به غالب بودن گاز متان، مطابق این واکنش، به ازای هر مول متان مصرفی، یک مول دی‌اکسیدکربن تولید می‌شود. با در نظر گرفتن جرم‌های مولی، نسبت جرمی دی‌اکسیدکربن تولیدی به متان مصرفی برابر است با

$$\frac{m_{CO_2}}{m_{CH_4}} = \frac{44.01}{16.04} \quad (9)$$

انرژی حاصل از سوخت متان با رابطه (۱۰) قابل محاسبه است:

$$E_{out} = m_{fuel} \times LHV \times \eta_{th} \quad (10)$$

که در آن η_{th} بازده حرارتی سیستم است. برای تولید یک کیلووات‌ساعت انرژی، مقدار سوخت مورد نیاز عبارت است از:

$$m_{fuel} = \frac{3600}{LHV \times \eta_{th}} \quad (11)$$

محاسبات، با توجه به نتایج آنالیزهای گاز طبیعی منابع مختلف گاز در کشور، ارزش حرارتی پایین سوخت گاز طبیعی (LHV) ۵۰,۰۰۰ کیلوژول بر کیلوگرم منظور شده است.

۲-۲- تحلیل انرژی

تحلیل انرژی، بر اساس قانون دوم ترمودینامیک، حداکثر کار نظری قابل استحصال از یک سیستم را نسبت به یک محیط مرجع محاسبه می‌کند و منابع برگشت‌ناپذیری (تخریب انرژی) را شناسایی می‌کند. انرژی فیزیکی یک جریان ($e_{x,ph}$) با رابطه (۳) محاسبه می‌شود:

$$e_{x,ph} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (3)$$

که در آن h و s به ترتیب انتالپی و انترپی مخصوص هستند و زیروند 0 نشان‌دهنده حالت مرجع است. برای جریان‌های سوخت، انرژی شیمیایی ($e_{x,ch}$) با رابطه (۴) برآورد می‌شود:

$$e_{x,ch} = \phi \times LHV \quad (4)$$

که در آن ϕ ضریب انرژی سوخت، LHV ارزش حرارتی پایین سوخت است. مقدار این ضریب برای گاز طبیعی با متان غالب، حدود ۱/۰۶ در نظر گرفته می‌شود (۳۱).

نرخ کل انرژی یک جریان \dot{E}_x عبارتست از:

$$\dot{E}_x = \dot{m}(e_{x,ph} + e_{x,ch}) \quad (5)$$

بازده انرژی (η_{ex}) به عنوان نسبت انرژی مفید خروجی (توان خالص) به کل انرژی ورودی (انرژی سوخت) تعریف می‌شود:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_{x,useful,output}}{\dot{E}_{x,total,input}} = \frac{W_{net}}{\dot{E}_{x,fuel}} \quad (6)$$

تخریب انرژی ($\dot{E}_{x,D}$) در یک جزء یا کل سیستم با استفاده از موازنه انرژی محاسبه می‌شود:

$$\dot{E}_{x,D} = \dot{E}_{x,in} - \dot{E}_{x,out} \quad (7)$$

حالت محیط مرجع برای محاسبات

انرژی، دمای ۱۵ درجه سلسیوس (۲۸۸/۱۵ کلوین) و فشار ۱/۰۱۳ بار تعریف شده است.

روش‌های عددی در مهندسی، سال ۴۵، شماره ۱، تابستان ۱۴۰۵

را می‌توان به عوامل زیر نسبت داد: بازده بالاتر که منجر به مصرف کمتر از منابع می‌گردد؛ انتشار کمتر آلاینده‌ها که تأثیر کمتر اثرات سوء بر محیط‌زیست را محقق می‌سازد؛ قابلیت ادامه و امکان پیشبرد چرخه‌های تولید که منجر به عدم تخلیه منابع می‌گردد و انطباق با استانداردهای مدون، جهت حفظ ساختار علمی و بهینه به عنوان مسئولیت اجتماعی سازمان را فراهم می‌سازد.

در پژوهش حاضر، دو شاخص کلیدی پایداری اگزورژتیکی (ESI) و پایداری زیست‌محیطی - اگزورژتیکی (EESI) محاسبه و تحلیل شده‌اند تا عملکرد چهار پیکربندی مورد مطالعه (GT-E، GT-F، CCGT-E و CCGT-F) را از نظر پایداری ارزیابی کنند. این شاخص‌ها بر پایه تحلیل اگزورژی بنا شده‌اند و امکان مقایسه سیستم‌ها را با تمرکز بر برگشت‌ناپذیری‌ها و اثرات زیست‌محیطی فراهم می‌کنند.

۲-۴-۱- شاخص پایداری اگزورژتیکی (ESI):

شاخص پایداری اگزورژتیکی (ESI) معیاری برای اندازه‌گیری پایداری سیستم از دیدگاه اگزورژی است و نسبت اگزورژی مفید (کار مفید قابل استخراج) به اگزورژی تلف‌شده (به دلیل فرآیندهای برگشت‌ناپذیر مانند احتراق و انتقال حرارت) را نشان می‌دهد. این شاخص بر پایه بازده اگزورژی (η_{ex}) تعریف می‌شود و از نظر فیزیکی نشان‌دهنده آن است که سیستم (مانند توربین گاز) چقدر در حفظ کیفیت انرژی ورودی، موفق است.

انرژی ورودی (مثل سوخت گاز طبیعی) دارای کیفیتی به نام اگزورژی است که نشان‌دهنده پتانسیل آن برای تولید کار مفید (مانند برق) است. اما در فرآیندهای واقعی، بخشی از این کیفیت به دلیل پدیده‌های برگشت‌ناپذیر (مانند احتراق، اصطکاک، یا هدررفت حرارت) از بین می‌رود که این همان "تخریب اگزورژی" است. ESI نسبت کار مفید (اگزورژی خروجی) به این هدررفت (اگزورژی تلف‌شده) را نشان می‌دهد. به عبارت دیگر، ESI مانند "کارنامه کارایی" سیستم است، هرچه مقدارش بالاتر باشد، سیستم فیزیکی پایدارتر است زیرا انرژی را با کمترین هدررفت (مانند گرمای خروجی از اگزوز) به کار تبدیل می‌کند. این شاخص بر پایه قانون دوم ترمودینامیک (آنتروپی و روش‌های عددی در مهندسی، سال ۴۵، شماره ۱، تابستان ۱۴۰۵

که ضریب ۳۶۰۰ برای تبدیل کیلوژول به کیلووات‌ساعت است. بنابراین، مقدار دی‌اکسیدکربن تولیدی به ازای تولید یک کیلووات‌ساعت انرژی عبارت است از:

$$m_{CO_2} = \frac{44.01}{16.04} \times \frac{3600}{LHV \times \eta_{th}} \quad (12)$$

به بیان دیگر، عملکرد زیست‌محیطی از طریق میزان انتشار دی‌اکسیدکربن ویژه (SCE^v) برحسب کیلوگرم دی‌اکسیدکربن بر کیلووات‌ساعت، با استفاده از رابطه (۱۳) با فرض احتراق کامل متان ارزیابی می‌شود:

$$SCE = \frac{44.01}{16.04} \times \frac{3600}{LHV \times \eta_{th}} \quad (13)$$

این شاخص مقدار انتشار دی‌اکسیدکربن به ازای هر واحد انرژی تولیدی را محاسبه می‌کند و برای ارزیابی اثرات زیست‌محیطی سیستم‌های انرژی استفاده می‌شود.

۲-۴-۲- شاخص‌های پایداری

در تحلیل ترمودینامیکی سیستم‌های انرژی، شاخص‌های پایداری نقش محوری در ارزیابی عملکرد کلی سیستم‌ها ایفا می‌کنند. این شاخص‌ها نه تنها کارایی انرژی و اگزورژی را اندازه‌گیری می‌کنند، بلکه جنبه‌های زیست‌محیطی را نیز برای دستیابی به دیدگاهی پایدار تبیین می‌کنند. در سال‌های اخیر، پایداری زیست‌محیطی^۸ در حوزه تحقیقات انرژی و محیط زیست مورد توجه قرار گرفته است. علت آن را می‌توان به تغییر و تحول علم ترمودینامیک از تحلیل صرفاً فنی به تحلیل جامع، رایج شدن رویکردهای میان رشته‌ای حوزه انرژی و محیط‌زیست و ارتقاء اهمیت و جایگاه حوزه محیط‌زیست، نسبت داد. در ادوار گذشته، تمرکز بر بازده و عملکرد و همچنین معیارهای فنی و اقتصادی مورد توجه قرار داشت ولی امروزه بازده و پایداری و همچنین معیارهای فنی و اقتصادی و زیست‌محیطی، مورد توجه قرار گرفته است. به صورت خلاصه، پایداری ترمودینامیکی در سیکل‌های تولید توان

$$EESI = \frac{\eta_{ex}}{1 - \eta_{ex}} \times \frac{\eta_{ex}}{SCE} \quad (16)$$

بنابراین:

$$EESI = \frac{\eta_{ex}^2}{(1 - \eta_{ex}) \times SCE} \quad (17)$$

تفسیر فیزیکی این شاخص، مبین مقدار انرژی مفید تولید شده (با وزن‌دهی به کیفیت آگزرتیکی) به ازای هر کیلوگرم دی‌اکسیدکربن منتشر شده است. در این معادله، صورت کسر (η_{ex}^2) تأکید مضاعف بر اهمیت بازده آگزرتی دارد زیرا بهبود بازده آگزرتی نه تنها مصرف منابع را کاهش می‌دهد بلکه به صورت مستقیم انتشار آلاینده‌ها را نیز کم می‌کند، مخرج شاخص پایداری زیست محیطی-آگزرتیکی (EESI) به منظور غلبه بر محدودیت‌های شاخص ESI توسعه یافت. در حالی که ESI تنها بازده آگزرتی را در نظر می‌گیرد، EESI با ترکیب همزمان بازده آگزرتی و انتشار ویژه دی‌اکسیدکربن، ارزیابی جامع‌تری ارائه می‌دهد. از مشخصه‌های این شاخص می‌توان به مثبت بودن برای تمام مقادیر معتبر؛ افزایشی بودن نسبت به بازده آگزرتی $(\frac{\partial EESI}{\partial \eta_{ex}} > 0)$ و کاهشی بودن نسبت به انتشار دی‌اکسیدکربن $(\frac{\partial EESI}{\partial SCI} < 0)$ اشاره کرد.

ESI و EESI همواره مقداری مثبت هستند. افزایش η_{ex} تأثیر فزاینده‌ای بر EESI دارد و هرچه ESI و EESI بیشتر شوند، نشان‌دهنده سیستم‌های پایدارتر است. EESI شاخصی جامع است که همزمان عملکرد ترمودینامیکی و زیست محیطی سیستم‌های انرژی را ارزیابی می‌کند. مقادیر بالاتر EESI نشان‌دهنده سیستم‌هایی با بازده آگزرتی بالاتر و انتشار آلاینده‌گی کمتر است که از نظر پایداری مطلوب‌تر هستند. این شاخص به طراحان و تصمیم‌گیران امکان می‌دهد سیستم‌های مختلف انرژی را با در نظر گرفتن همزمان اصول ترمودینامیک پیشرفته و الزامات زیست محیطی رتبه‌بندی نمایند.

شاخص پایداری زیست محیطی-آگزرتیکی (EESI) که در این مطالعه توسعه یافته است، یک شاخص نو است که

برگشت‌ناپذیری) است و نشان می‌دهد سیستم چه اندازه به حالت ایده‌آل (بدون هدررفت آگزرتی) نزدیک است.

این شاخص را می‌توان به صورت نسبت بازده آگزرتی به درصد تخریب آگزرتی بیان نمود:

$$ESI = \frac{\eta_{ex}}{1 - \eta_{ex}} \quad (14)$$

که η_{ex} در رابطه (۶) تعریف گردید.

۲-۴-۲- شاخص پایداری زیست محیطی-آگزرتیکی (EESI^۱):

شاخص پایداری زیست محیطی-آگزرتیکی (EESI) یک شاخص نوین و ترکیبی است که ESI را با اثرات زیست محیطی مانند انتشار دی‌اکسیدکربن ادغام می‌کند و ارزیابی پایداری را جامع‌تر می‌سازد. این شاخص بر این اصل فیزیکی استوار است که پایداری واقعی باید بین کارایی آگزرتیکی (اثر مثبت) و کاهش انتشار آلاینده‌ها (کاهش اثر منفی) تعادلی برقرار کند. افزایش بازده آگزرتی، پایداری را بهبود می‌بخشد در حالی که افزایش انتشار دی‌اکسیدکربن ویژه (SCE)، پایداری را کاهش می‌دهد. EESI به‌عنوان یک رویکرد، برخلاف شاخص‌های متداول در گذشته که جنبه‌های انرژی و زیست محیطی را جداگانه بررسی می‌کنند، این عوامل را به صورت یکپارچه در نظر می‌گیرد.

از آن‌جا که افزایش بازده آگزرتی (η_{ex}) تأثیر مثبت بر پایداری و افزایش انتشار دی‌اکسیدکربن ویژه (SCE) تأثیر منفی بر پایداری دارد، شاخص جدید مطابق رابطه (۱۵) توسعه می‌یابد:

$$EESI = ESI \times \frac{\eta_{ex}}{SCE} \quad (15)$$

در این رابطه، نسبت $\frac{\eta_{ex}}{SCE}$ بیانگر کارایی زیست محیطی-آگزرتی است که کارآمدی سیستم را در برابر آلاینده‌گی آن می‌سنجد. با جایگزینی معادله ESI در رابطه (۱۵) خواهیم داشت:

جدول ۲. معیارهای همگرایی گزینه‌های پیش فرض

واحد	خطای پیش فرض	گزینه
kg/s	10^{-6}	موازنه جرم
kW	10^{-4}	موازنه انرژی
bar	10^{-4}	فشار
°C	10^{-3}	دما
kg/s	10^{-5}	دبی

۳- شبیه‌سازی

شبیه‌سازی چهار واحد نیروگاهی با پیکربندی‌های توربین گاز، توربین بخار و سیکل ترکیبی که در این مقاله مورد مطالعه قرار گرفته است با استفاده از نرم‌افزار تخصصی اِسیلون پروفشنال^{۱۱} است. در این نرم‌افزار از روش تکرار نیوتن-رافسون برای حل سیستم معادلات غیرخطی ترمودینامیکی از جمله حل همزمان معادلات موازنه جرم، انرژی و آگرژی استفاده شده است:

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)} \quad (23)$$

برای سیستم معادلات چندمتغیره:

$$\mathbf{x}_{n+1} = \mathbf{x}_n - \mathbf{J}^{-1}(\mathbf{x}_n) \cdot \mathbf{F}(\mathbf{x}_n) \quad (24)$$

که در آن \mathbf{J} ماتریس ژاکوبین و \mathbf{F} بردار توابع باقیمانده است. این نرم‌افزار از الگوریتم مدولار ترتیبی^{۱۲} با معیارهای همگرایی مطابق جدول ۲ برای خطای نسبی پارامترها بهره می‌برد که یک روش حل ساده، شهودی و انعطاف‌پذیر برای شبیه‌سازی سیستم‌های ترمودینامیکی پیچیده است که سیستم را به ماژول‌های مستقل تقسیم می‌کند و هر ماژول را به ترتیب حل می‌کند.

برای اولین بار در ادبیات علمی معرفی می‌شود. برخلاف شاخص ESI که تنها بازده آگرژی را در نظر می‌گیرد، EESI با ترکیب همزمان بازده آگرژی و انتشار ویژه دی‌اکسیدکربن، ارزیابی جامع‌تری از پایداری سیستم‌های انرژی ارائه می‌دهد. جهت حساسیت‌سنجی شاخص EESI، ابتدا تعریف ضریب حساسیت هم‌مقیاس و بی‌بعدشده عبارت است از:

$$S_x^f = \frac{\partial f}{\partial x} \times \frac{x}{f} \quad (18)$$

که بیان‌گر آن است که تغییر ۱٪ در پارامتر x منجر به تغییر S_x^f درصد در شاخص f می‌شود. حال حساسیت‌سنجی شاخص EESI نسبت به η_{ex} و سپس نسبت به SCE مشخص می‌شود:

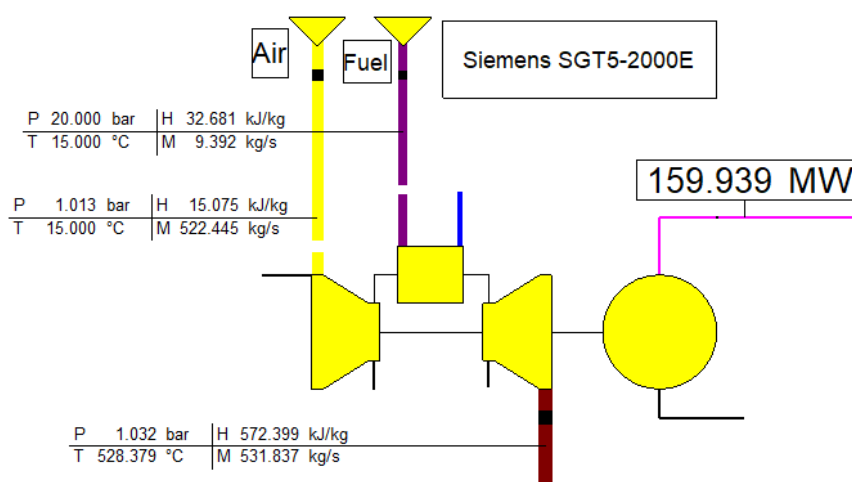
$$\frac{\partial EESI}{\partial \eta_{ex}} = \frac{\eta_{ex}(2-\eta_{ex})}{(1-\eta_{ex})^2} \cdot SCE \quad (19)$$

$$S_{\eta_{ex}}^{EESI} = \frac{\eta_{ex}(2-\eta_{ex})}{(1-\eta_{ex})^2} \cdot SCE \times \frac{\eta_{ex}}{\eta_{ex}^2} = \frac{2-\eta_{ex}}{1-\eta_{ex}} \cdot \frac{SCE}{(1-\eta_{ex}) \cdot SCE} \quad (20)$$

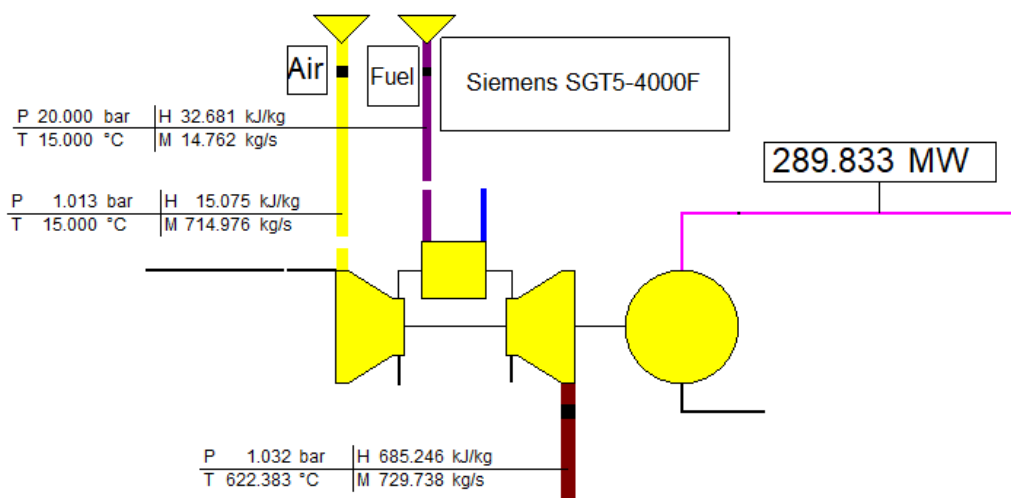
به همین ترتیب:

$$\frac{\partial EESI}{\partial SCE} = -\frac{\eta_{ex}^2}{(1-\eta_{ex}) \cdot SCE^2} \quad (21)$$

$$S_{SCE}^{EESI} = -\frac{\eta_{ex}^2}{(1-\eta_{ex}) \cdot SCE^2} \times \frac{SCE}{\eta_{ex}^2} = -1 \quad (22)$$



شکل ۱. سیکل توربین گاز شبیه‌سازی شده ۱۶۰ مگاوات مربوط به سیکل ترکیبی کلاس E

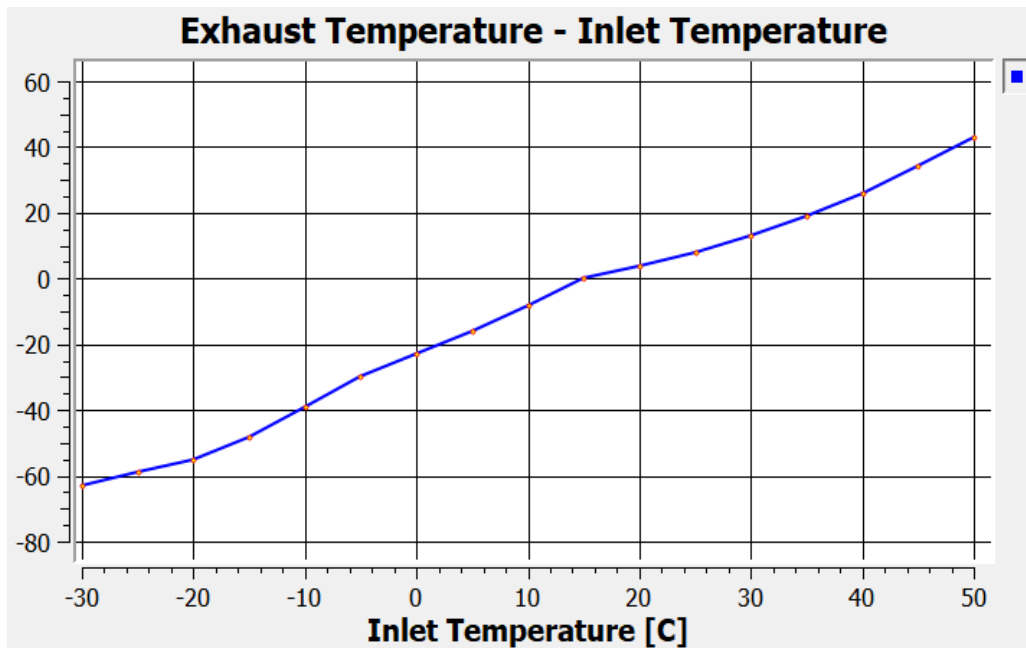


شکل ۲. سیکل توربین گاز شبیه‌سازی شده ۳۰۰ مگاوات مربوط به سیکل ترکیبی کلاس F

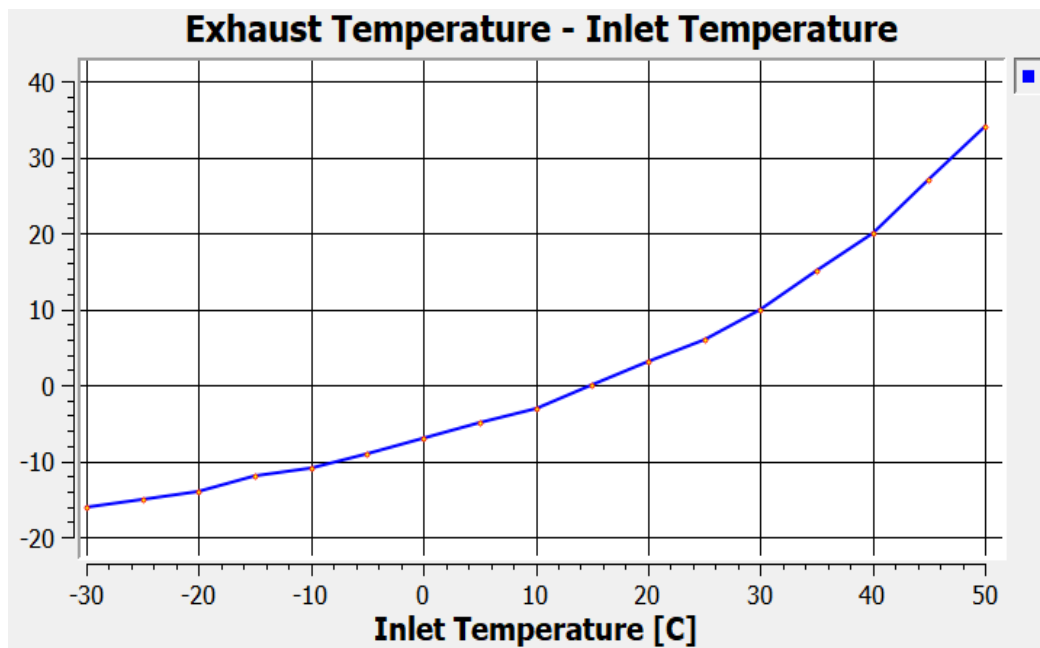
توربین‌های گاز، به عنوان یکی از مهم‌ترین تجهیزات تولید انرژی، ماشین‌های پیچیده و حساسی هستند که عملکرد آن‌ها به شدت تحت تأثیر شرایط محیطی قرار دارد. این حساسیت به حدی است که تولیدکنندگان بزرگ توربین، مشخصات فنی محصولات خود را بر اساس شرایط استاندارد ISO (دمای ۱۵ درجه سلسیوس، فشار ۱/۰۱۳ بار و رطوبت نسبی ۶۰٪) ارائه می‌دهند، اما در شرایط واقعی، عملکرد یک واحد گازی تابعی از ارتفاع محل نصب، دمای محیط، رطوبت نسبی، کیفیت سوخت است.

۳-۱- شبیه‌سازی توربین‌های گاز کلاس E (GT-E) و کلاس F (GT-F)

شبیه‌سازی سیکل توربین گاز ۱۶۰ مگاوات کلاس E مربوط به سیکل ترکیبی در یک موقعیت و یک حالت از شرایط محیطی و شبیه‌سازی سیکل توربین گاز ۳۰۰ مگاوات کلاس F مربوط به سیکل ترکیبی در یک موقعیت و یک حالت از شرایط محیطی در نرم‌افزار اسیلون پروفشنال انجام گردیده که نتایج در شکل‌های (۱) و (۲) ارائه شده است. مشخصات فنی توربین‌های مورد مطالعه از کتابخانه استاندارد نرم‌افزار استفاده شده است.



(الف)



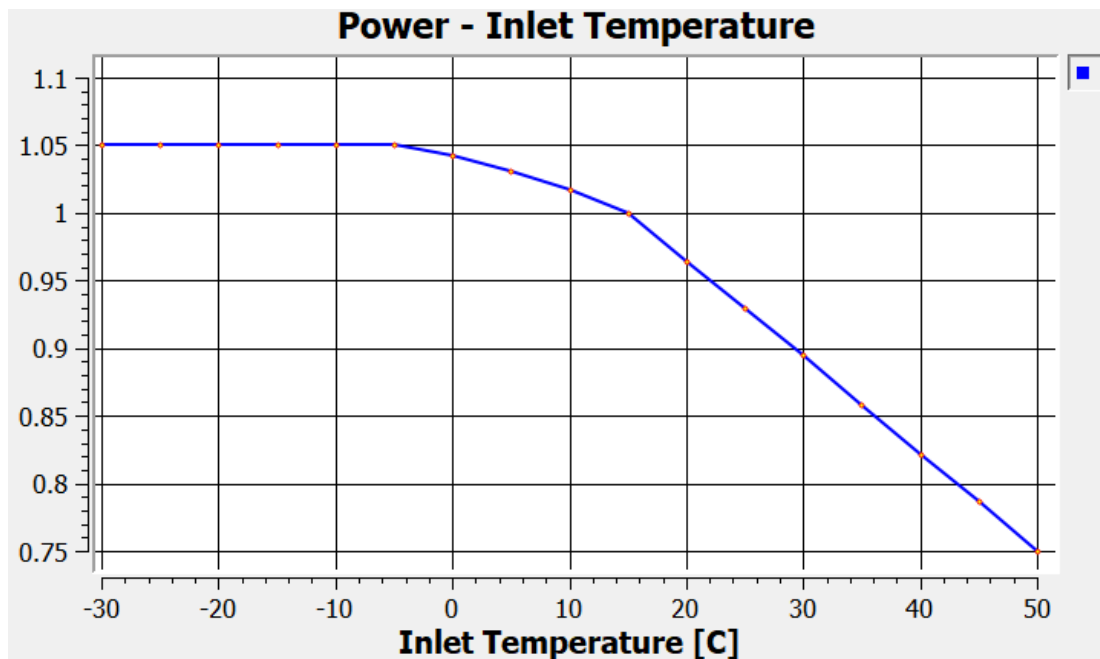
(ب)

شکل ۳. تغییرات دمای اگزوز نسبت به دمای ورودی به ترتیب الف- در توربین‌های گاز کلاس F، و ب- کلاس E

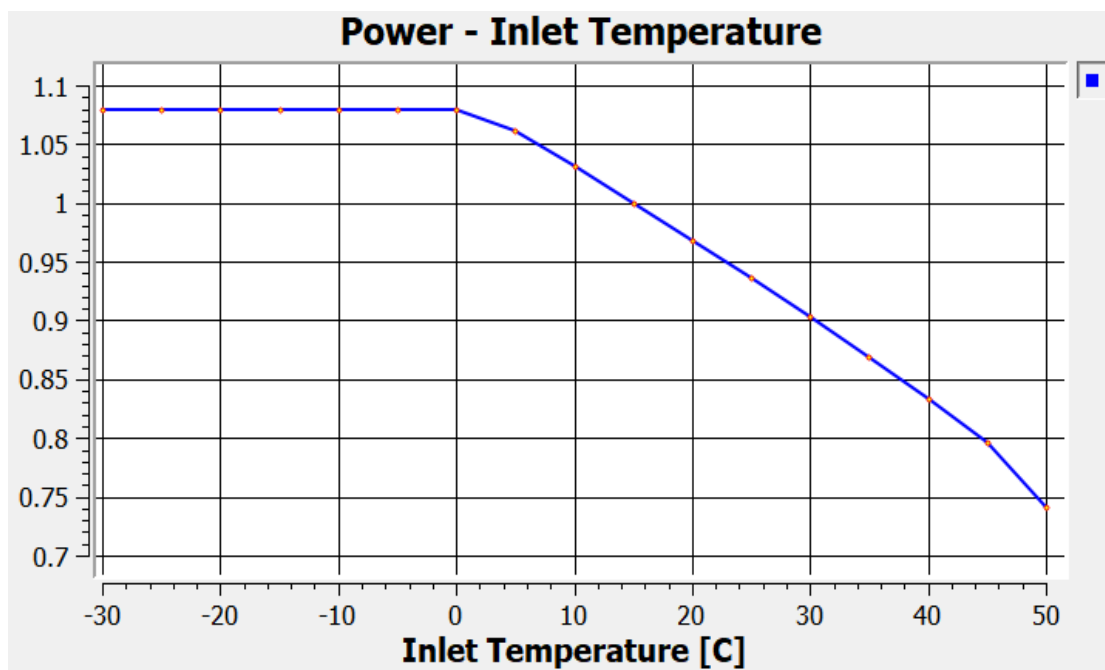
عنوان نمونه، برای دو توربین گاز مورد مطالعه، تاثیر تغییر چند متغیر بر عملکرد این دو توربین استخراج، و نتایج در شکل‌های (۳)، (۴)، (۵) و (۶) ارائه شده است. مقادیر محورهای عمودی، در این شکل‌ها، به نسبت مقدار یا اختلاف با مقدار آن مشخصه در شرایط ایزو است.

روش‌های عددی در مهندسی، سال ۴۵، شماره ۱، تابستان ۱۴۰۵

عملکرد یک توربین گازی نتیجه حاصل از تعامل پیچیده بین علوم ترمودینامیک، مکانیک سیالات و شرایط محیطی است. این تعامل به قدری پیچیده است که مهندسان طراحی باید برای هر پروژه، مدل‌سازی‌های دقیقی انجام دهند تا بتوانند عملکرد واقعی توربین را در شرایط خاص آن منطقه پیش‌بینی کنند (۲۴). به



(الف)

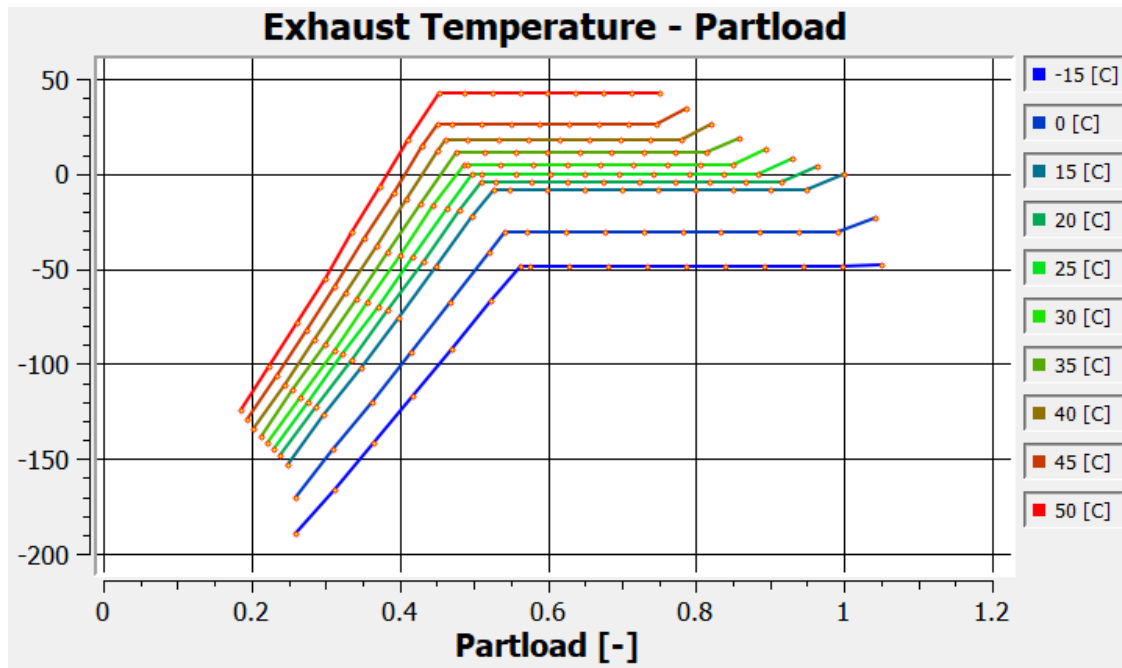


(ب)

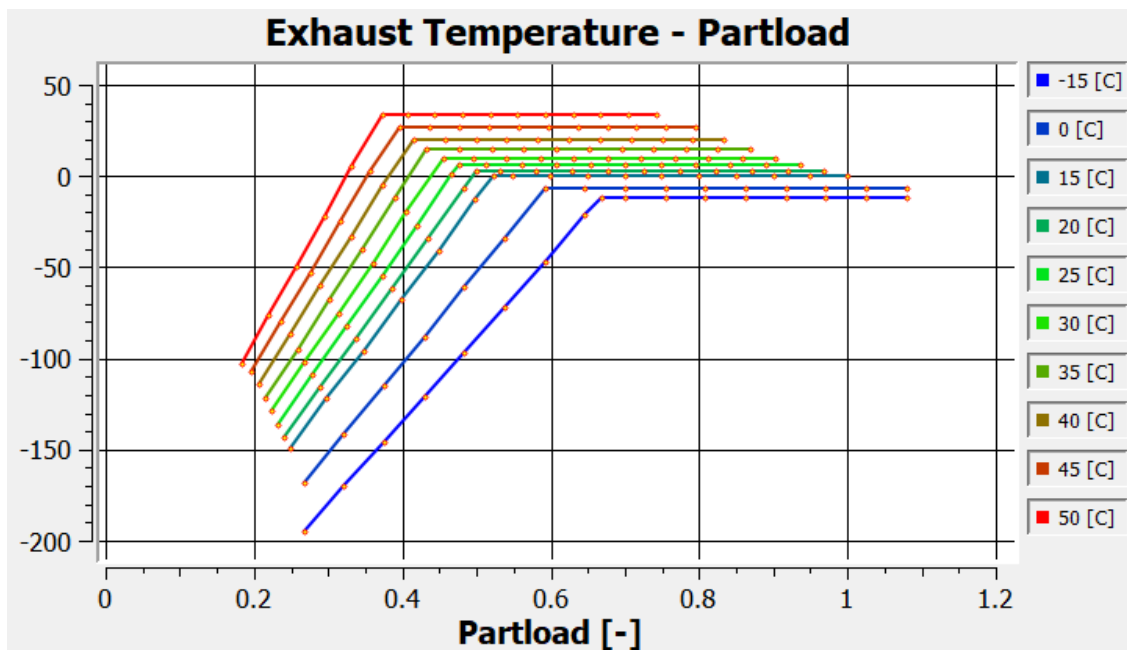
شکل ۴. تغییرات توان تولیدی نسبت به دمای هوای ورودی به ترتیب در توربین‌های گاز الف- کلاس F، و ب- کلاس E

ملائم‌تری صورت می‌گیرد. نوسانات کمتر در منحنی نیز نشان‌دهنده پایداری بیشتر در شرایط مختلف محیطی است. ولی توربین کلاس F توانایی عملکرد در دماهای بالاتر به دلیل استفاده از آلیاژهای پیشرفته و پوشش‌های حرارتی مقاوم را دارد. دمای

شکل (۳) نشان می‌دهد منحنی مربوط به توربین گاز کلاس E نسبت به کلاس F در محدوده دمایی پایین‌تری قرار دارد که نشان‌دهنده محدودیت‌های متالورژیکی و طراحی این کلاس است و تغییرات دمای آگروز نسبت به دمای ورودی با شیب



(الف)

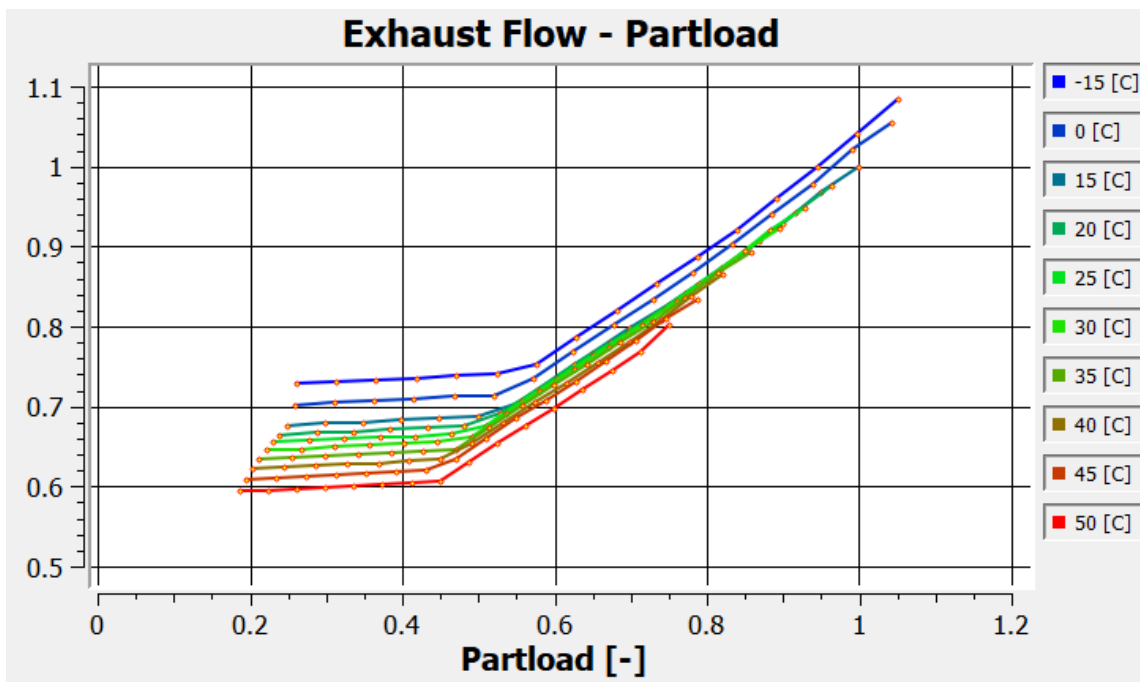


(ب)

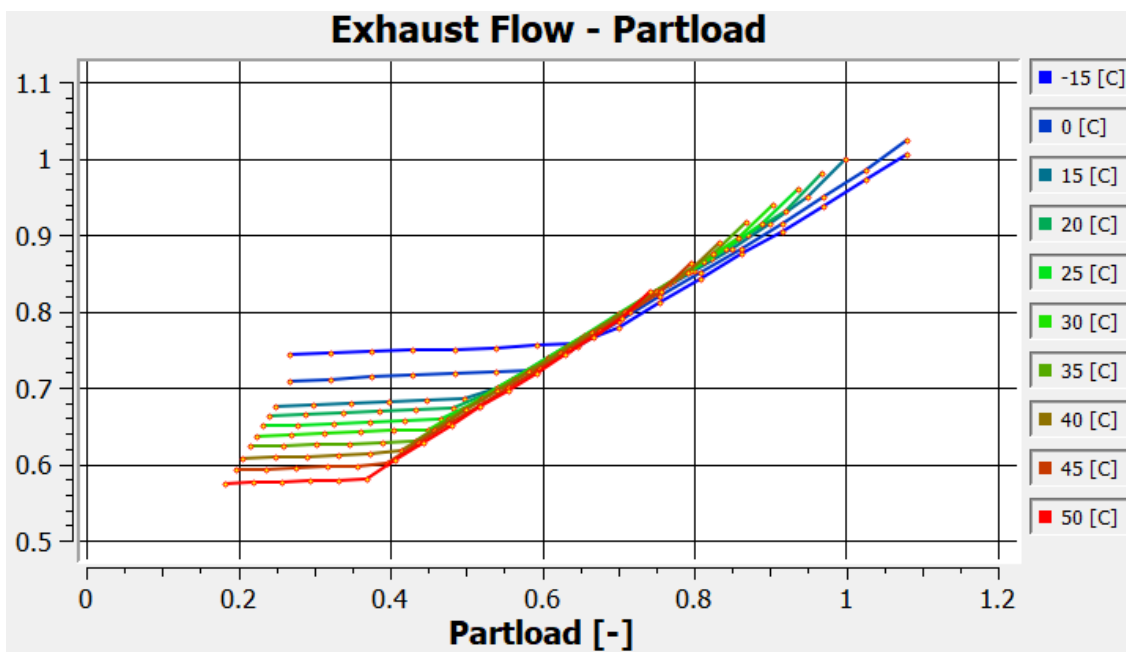
شکل ۵. تغییرات دما در آگروز نسبت به توان تولیدی به ترتیب در توربین‌های گاز الف- کلاس F، و ب- کلاس E

بالاتر نسبت به کلاس E، حساسیت بیشتری به تغییرات دما دارد که در طراحی و بهره‌برداری مدنظر قرار می‌گیرد. با این وجود، این توربین عملکرد بهتری دارد.

آگروز بالاتر در شرایط مشابه نیز نشان‌دهنده احتراق کامل‌تر و راندمان حرارتی بهتر است. شکل (۴) نشان می‌دهد که عملکرد این دو توربین گاز به شدت وابسته به دمای محیط است. توربین‌های گاز کلاس F علیرغم تکنولوژی پیشرفته‌تر و راندمان



(الف)

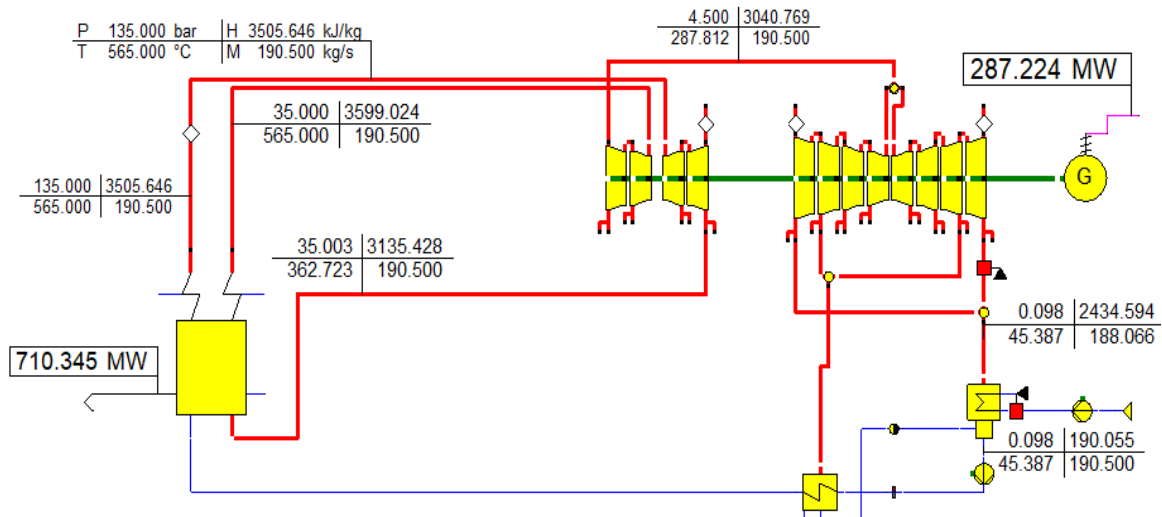


(ب)

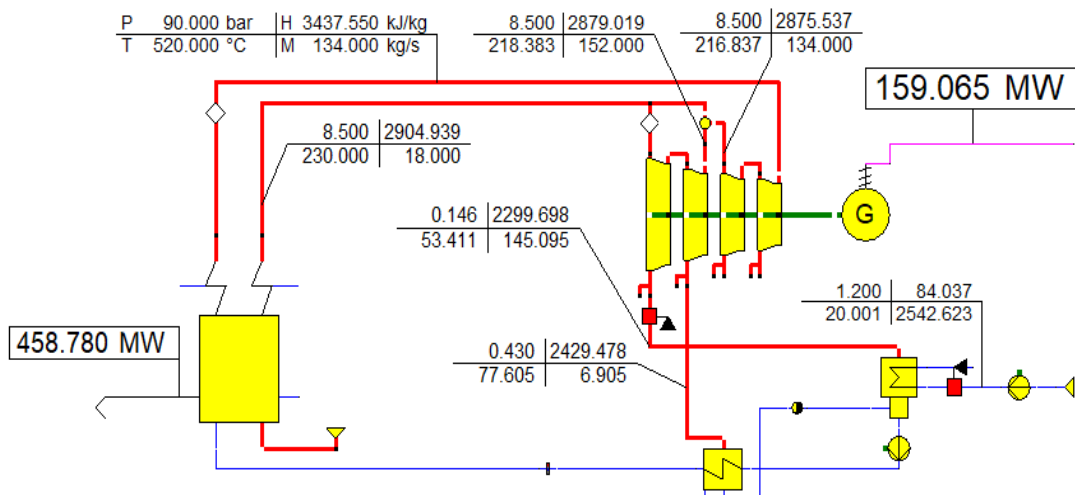
شکل ۶. تغییرات دبی در آگروز نسبت به توان تولیدی به ترتیب در توربین‌های گاز الف- کلاس F، و ب- کلاس E

بیشتر از ۵۰ درصد بار قابل تولید، تغییرات دبی کمتر است که برای عملیات در مناطق با نوسانات آب و هوایی زیادتر مناسب است. در بارهای پایین (بین ۲۰ تا ۵۰ درصد بار قابل تولید) توربین کلاس F افزایش دبی سریع‌تری دارد.

منحنی‌های شکل (۵) رابطه بین توان تولیدی و دمای گازهای خروجی را نشان می‌دهند که برای کنترل عملیات، حفاظت از تجهیزات و بهینه‌سازی راندمان حائز اهمیت است. مطابق شکل (۶) در توربین کلاس E در شرایط محیطی مختلف و در بارهای



شکل ۷. سیکل بخار شبیه‌سازی شده ۳۰۰ مگاوات مربوط به سیکل ترکیبی کلاس F



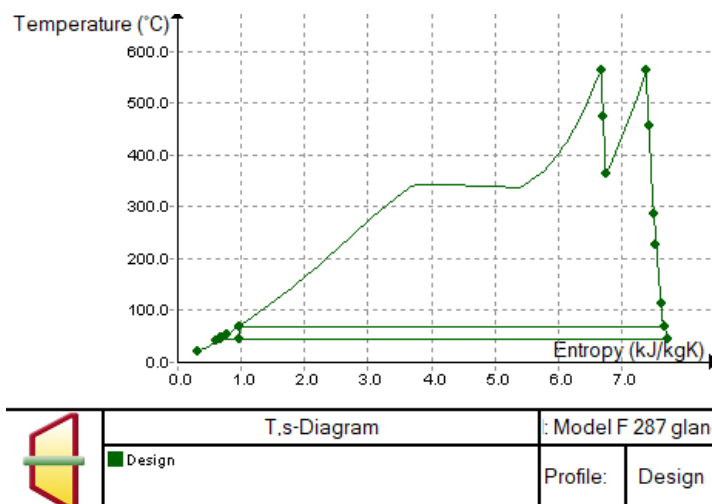
شکل ۸. سیکل بخار شبیه‌سازی شده ۱۶۰ مگاوات مربوط به سیکل ترکیبی کلاس E

یک، انجام شده است و نتایج آن در شکل‌های (۷) و (۸) ارائه شده است. نمودارهای دما-انتروپی در شکل‌های (۹) و (۱۰) ارائه شده است. در شکل (۹) نمودار دما-انتروپی سیکل بخار ۳۰۰ مگاوات نشان می‌دهد که این واحد بخار از یک سیکل رانکین پیشرفته با گرمایش مجدد و سه سطح فشاری استفاده می‌کند. دمای بالای بخار (۵۶۰ درجه سلسیوس) مشخصه بارز نیروگاه‌های کلاس F است که راندمان بالاتری نسبت به نیروگاه‌های قدیمی‌تر با فشار پایین‌تر از فشار بحرانی دارند. در شکل (۱۰) نیز نمودار دما-انتروپی سیکل بخار ۱۶۰ مگاوات نشان

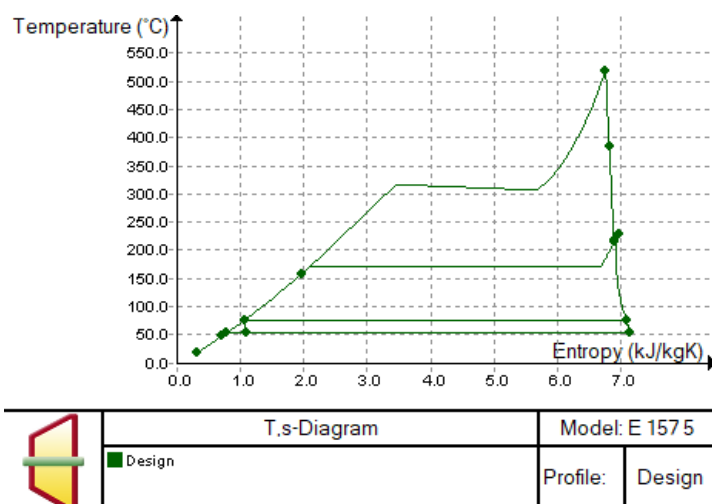
(شیب تندتر) و در بارهای بالا (بین ۸۰ تا ۱۲۰ درصد) کلاس E تمایل به تثبیت دارد اما کلاس F همچنان افزایش نشان می‌دهد. بنابراین کلاس F برای عملیات در بار کامل بهینه‌تر است ولی کلاس E برای بارهای جزئی پایدارتر است.

۳-۲- شبیه‌سازی سیکل‌های بخار

شبیه‌سازی سیکل بخار ۳۰۰ مگاوات سیکل ترکیبی (با دو توربین گاز کلاس F) و سیکل بخار ۱۶۰ مگاوات سیکل ترکیبی (با دو توربین گاز کلاس E) در یک حالت و شرایط مشخص برای هر



شکل ۹. نمودار T-s (دما- انترپپی) واحد بخار ۳۰۰ مگاوات سیکل ترکیبی کلاس F

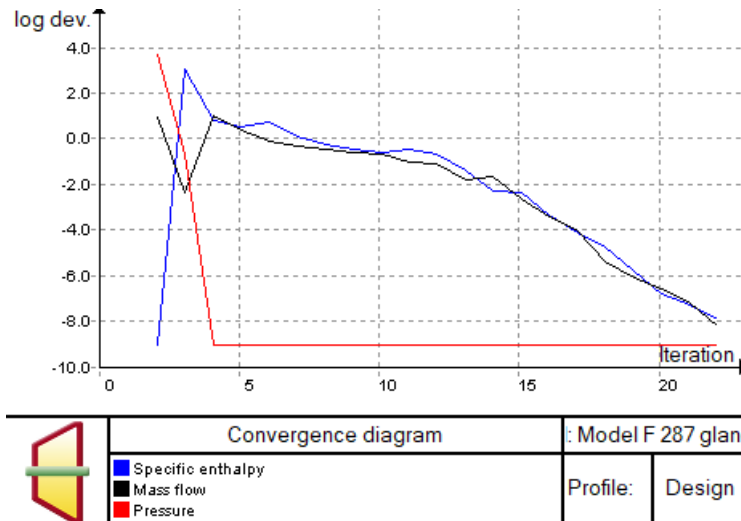


شکل ۱۰. نمودار دما- انترپپی واحد بخار ۱۶۰ مگاوات سیکل ترکیبی کلاس E

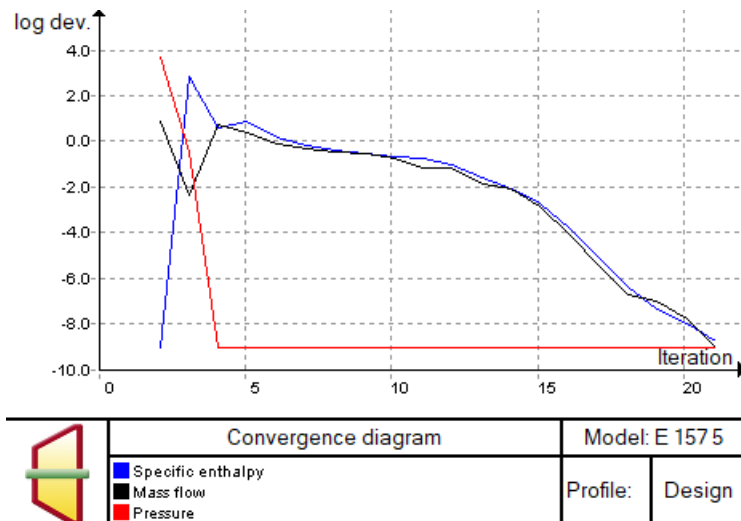
حسب لگاریتم انحراف مقیاس بندی شده و محور افقی تعداد تکرارها را نشان می‌دهد. این نمودار بیانگر روند همگرایی پارامترهای اصلی در فرآیند حل عددی مدل است. نمودار شکل‌های (۱۱) و (۱۲) نشان می‌دهد که پارامتر فشار سریع‌تر از سایر پارامترها به همگرایی رسیده و فرآیند شبیه‌سازی به خوبی همگرا شده به گونه‌ای که در این نمودارها پس از حدود ۲۰ تکرار، تمامی پارامترهای اصلی به مقادیر پایدار رسیده‌اند. این همگرایی، اعتبار نتایج شبیه‌سازی واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی را تأیید می‌کند.

می‌دهد که این واحد بخار از یک سیکل رانکین پیشرفته بدون گرمایش مجدد ولی دو سطح فشاری استفاده می‌کند نمودارهای همگرایی دبی جرمی، فشار و انتالپی در شکل‌های (۱۱) و (۱۲)، انتالپی-انترپپی در شکل‌های (۱۳) و (۱۴) و نمودار لگاریتمی فشار-انتالپی در شکل‌های (۱۵) و (۱۶) برای این سیکل استخراج گردیده و در ذیل ارائه شده است:

شکل (۱۱)، نمودار همگرایی مربوط به شبیه‌سازی واحد بخار ۳۰۰ مگاواتی در یک نیروگاه سیکل ترکیبی کلاس F را نشان می‌دهد. این نمودار روند همگرایی سه پارامتر اصلی را در طی تکرارهای محاسباتی نمایش می‌دهد. محور عمودی نمودار بر



شکل ۱۱. همگرایی دبی جرمی، فشار و انتالپی واحد بخار ۳۰۰ مگاوات سیکل ترکیبی کلاس F



شکل ۱۲. همگرایی دبی جرمی، فشار و انتالپی واحد بخار ۱۶۰ مگاوات سیکل ترکیبی کلاس E

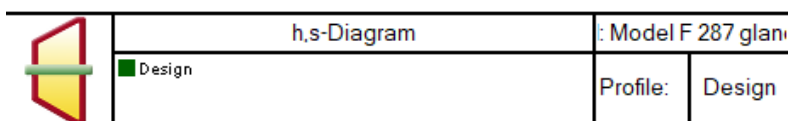
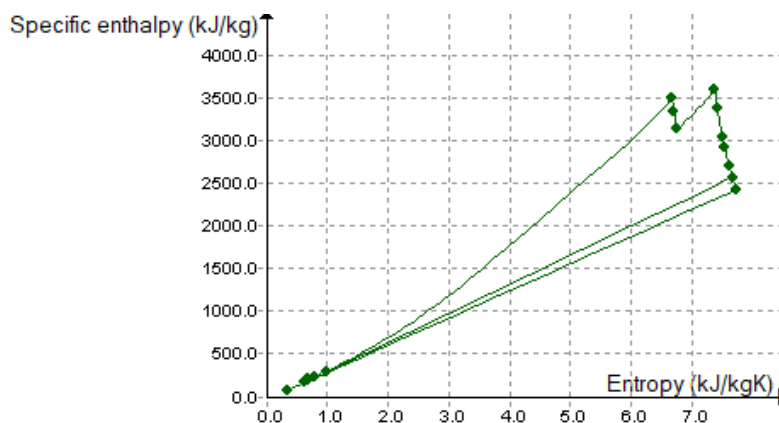
صعودی نشان دهنده گرمایش سیال عامل و افزایش همزمان انتالپی و انتروپی است. خطوط نزولی نشان‌دهنده انبساط بخار در توربین و چگالش سیال در کندانسور است. تفاوت انتالپی بین دو نقطه، کار یا گرمای تبادل‌شده بین این دو نقطه را مشخص می‌کند که محاسبه بازده را تسهیل می‌نماید.

نمودار لگاریتمی فشار-انتالپی مکمل نمودارهای $h-s$ و $T-s$ است. خط عمودی نشان‌دهنده افزایش فشار آب کندانس شده در پمپ‌ها است. در این مرحله، انتالپی تقریباً ثابت می‌ماند زیرا آب

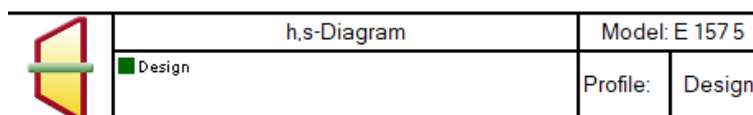
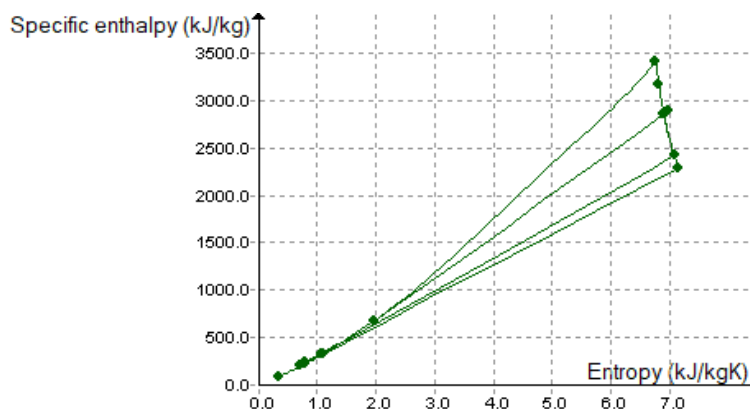
روش‌های عددی در مهندسی، سال ۴۵، شماره ۱، تابستان ۱۴۰۵

شکل (۱۲) نمودار همگرایی مربوط به شبیه‌سازی واحد بخار ۱۶۰ مگاواتی در یک نیروگاه سیکل ترکیبی کلاس E را نشان می‌دهد. این نمودار نشان می‌دهد که پارامتر فشار سریع‌تر از سایر پارامترها به همگرایی رسیده و فرآیند شبیه‌سازی به خوبی همگرا شده به گونه‌ای که پس از حدود ۱۷ تکرار، تمامی پارامترهای اصلی به مقادیر پایدار رسیده‌اند. این همگرایی، اعتبار نتایج شبیه‌سازی واحد بخار نیروگاه سیکل ترکیبی را تأیید می‌کند.

نمودارهای شکل (۱۳) و شکل (۱۴) نشان‌دهنده تغییرات انتالپی (محور عمودی) در مقابل انتروپی (محور افقی) است. خطوط



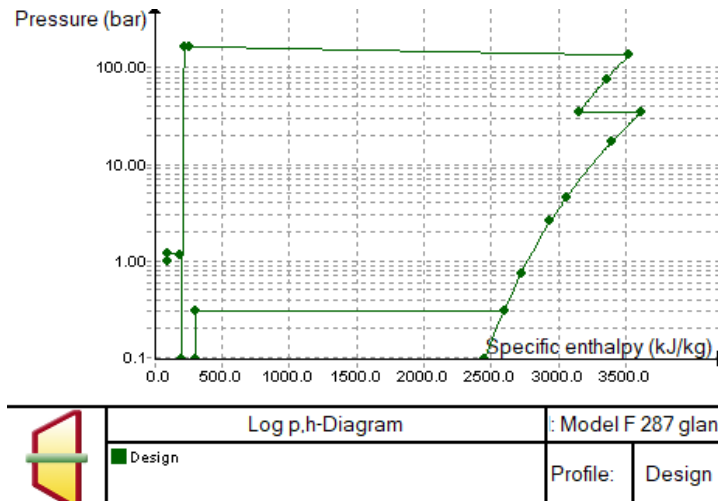
شکل ۱۳. نمودار انتالپی-آنتروپی واحد بخار ۳۰۰ مگاوات سیکل ترکیبی کلاس F



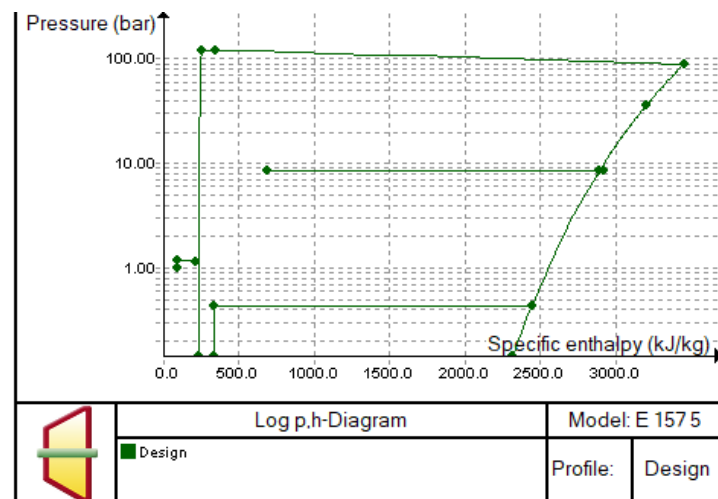
شکل ۱۴. نمودار انتالپی-آنتروپی واحد بخار ۱۶۰ مگاوات سیکل ترکیبی کلاس E

با افزایش انتالپی از حدود ۳۱۰۰ به ۳۶۰۰ کیلوژول بر کیلوگرم نشان‌دهنده گرمایش مجدد بخار پس از خروج از توربین فشار بالا است. افزایش انتالپی در فشار ثابت نشان‌دهنده افزودن انرژی حرارتی به بخار است. خط نزولی دوم نشان‌دهنده انبساط بخار در توربین فشار متوسط و توربین فشار ضعیف است. انتهای این خط به فشار کندانسور می‌رسد. خط افقی در فشار حدود ۰/۱ بار، با کاهش انتالپی از حدود ۲۴۰۰ به حدود ۲۰۰ کیلوژول بر کیلوگرم نشان‌دهنده تبدیل بخار به آب در کندانسور است. کاهش

تراکم‌ناپذیر است. خط افقی نشان‌دهنده گرمایش آب تغذیه، تبخیر و فوق‌گرم^{۱۳} کردن بخار در فشار ثابت بویلر است. طول زیاد این خط نشان‌دهنده افزایش قابل توجه انتالپی در فرآیند گرمایش و تبخیر است. در شکل‌های (۱۵) و (۱۶) نمودار لگاریتمی فشار- انتالپی واحدهای بخار ۳۰۰ مگاوات سیکل ترکیبی کلاس F و ۱۶۰ مگاوات سیکل ترکیبی کلاس E تهیه و ارائه شده است. در شکل (۱۵) خط نزولی اول نشان‌دهنده انبساط بخار در توربین فشار بالا است. خط افقی در فشار حدود ۳۵ بار روش‌های عددی در مهندسی، سال ۴۵، شماره ۱، تابستان ۱۴۰۵



شکل ۱۵. نمودار لگاریتمی فشار-انتالپی واحد بخار ۳۰۰ مگاوات سیکل ترکیبی کلاس F



شکل ۱۶. نمودار لگاریتمی فشار-انتالپی واحد بخار ۱۶۰ مگاوات سیکل ترکیبی کلاس E

سازنده آن واحد ارائه شده است مقایسه و نتایج در جدول‌های ۳ و ۴ آمده است. همان‌گونه که ملاحظه می‌گردد، بیشترین اختلاف در این جدول‌ها به ترتیب، ۱/۲۶ و ۳/۹ درصد بوده که می‌تواند ناشی از وجود برخی انشعابات و اتصالات جریان در سیکل واقعی باشد که به دلیل کم بودن اثر آن‌ها در شبیه‌سازی لحاظ نشده است ولی در مجموع، اختلاف‌ها در محدوده قابل قبول و نتایج معتبر است. واحد بخار کلاس F هنوز در کشور وارد مدار تولید نشده و بنابراین محدودیت داده واقعی مواجه است. نتایج حاصل از شبیه‌سازی سیکل‌های مورد مطالعه با مقادیر واقعی یا موازنه حرارتی برای مقادیر در دسترس، تطبیق داده شده

شدید انتالپی نشان‌دهنده دفع حرارت به محیط است. این الگو تحلیل برای شکل (۱۶) نیز قابل تعمیم است.

۴- نتایج و بحث

۴-۱- اعتبار سنجی

جهت اعتبارسنجی از شبیه‌سازی انجام شده در نرم‌افزار اسیلون پروفشنال، برای واحد بخار ۱۶۰ مگاواتی کلاس E و واحد بخار ۳۰۰ مگاواتی کلاس F، مقادیر حاصل از شبیه‌سازی با مقادیر مندرج در مدرک موازنه حرارتی این واحدها که توسط طراح و

جدول ۳. مقایسه مقادیر نتایج حاصل از شبیه‌سازی با مقادیر مندرج در مدرک موازنه حرارتی واحد بخار ۱۶۰ مگاواتی

شرح	مرجع	مقدار	اختلاف (درصد)
دبی (kg/s) ورود بخار اصلی به توربین	موازنه حرارتی	۱۳۴	۰
	نرم‌افزار	۱۳۴	
انتالپی (kJ/kg) ورود بخار اصلی به توربین	موازنه حرارتی	۳۴۳۶/۳	۰/۰۳۶
	نرم‌افزار	۳۴۳۷/۵۵	
دبی (kg/s) ورود بخار بازگرمایش به توربین	موازنه حرارتی	۱۸	۰
	نرم‌افزار	۱۸	
انتالپی (kJ/kg) ورود بخار بازگرمایش به توربین	موازنه حرارتی	۲۹۰۴/۴	۰/۰۱۸
	نرم‌افزار	۲۹۰۴/۹۳۹	
دبی (kg/s) بخار خروجی از توربین	موازنه حرارتی	۱۵۱/۵۷۷	۰/۲۷۹
	نرم‌افزار	۱۵۲	
انتالپی (kJ/kg) بخار خروجی از توربین	موازنه حرارتی	۲۳۱۰/۹	۰/۴۸
	نرم‌افزار	۲۲۹۹/۶۹۸	
دبی (kg/s) خروجی از کندانسور	موازنه حرارتی	۱۵۲/۱۷	۰/۱۱
	نرم‌افزار	۱۵۲	
انتالپی (kJ/kg) خروجی از کندانسور	موازنه حرارتی	۲۲۳/۸۹	۰/۱۳
	نرم‌افزار	۲۲۳/۵۹۸	
توان تولیدی واحد (MW)	موازنه حرارتی	۱۵۷/۰۸	۱/۲۶۳
	نرم‌افزار	۱۵۹/۰۶۴	

جدول ۴. مقایسه مقادیر نتایج حاصل از شبیه‌سازی با مقادیر مندرج در مدرک موازنه حرارتی واحد بخار ۳۰۰ مگاواتی

شرح	مرجع	مقدار	اختلاف (درصد)
دبی (kg/s) ورود بخار اصلی به توربین HP	موازنه حرارتی	۱۸۳/۲	۳/۹
	نرم‌افزار	۱۹۰/۵	
انتالپی (kJ/kg) ورود بخار اصلی به توربین HP	موازنه حرارتی	۳۵۰۳/۱	۰/۰۷
	نرم‌افزار	۳۵۰۵/۶۴۶	
دبی (kg/s) ورود بخار به توربین IP	موازنه حرارتی	۱۸۹/۲۵	۰/۸۷
	نرم‌افزار	۱۹۰/۵	
انتالپی (kJ/kg) ورود بخار به توربین IP	موازنه حرارتی	۳۵۹۶/۹	۰/۰۶
	نرم‌افزار	۳۵۹۹/۰۲۴	
انتالپی (kJ/kg) بخار خروجی از توربین HP	موازنه حرارتی	۳۱۴۹/۶	۰/۴۵
	نرم‌افزار	۳۱۳۵/۴۲۸	
انتالپی (kJ/kg) بخار ورود به کندانسور	موازنه حرارتی	۲۴۱۴/۲	۰/۸۴
	نرم‌افزار	۲۴۳۴/۵۹۴	
توان تولیدی واحد (MW)	موازنه حرارتی	۲۸۷/۸	۰/۲
	نرم‌افزار	۲۸۷/۲۲۴	

جدول ۵. نتایج عملکرد انرژی چهار سیکل مورد مطالعه

واحد	CCGT-F	CCGT-E	GT-F	GT-E	پارامتر
مگاوات	-	-	۲۸۹/۸۳	۱۵۹/۹۴	توان خالص خروجی (به ازای هر GT)
مگاوات	۵۷۹/۶۷	۳۱۹/۸۸	۲۸۹/۸۳	۱۵۹/۹۴	کل توان توربین گاز
مگاوات	۲۸۷/۲۲	۱۵۹/۰۶	-	-	توان واحد بخار (ناخالص)
مگاوات	۲۷۲/۸۶	۱۵۱/۱۱	-	-	توان واحد بخار (خالص)
مگاوات	۸۵۲/۵۳	۴۷۰/۹۹	۲۸۹/۸۳	۱۵۹/۹۴	کل خروجی نیروگاه (خالص)
مگاوات	۷۳۸/۱	۴۶۹/۶	۷۳۸/۱	۴۶۹/۶	انرژی ورودی (به ازای هر واحد GT)
مگاوات	۱۴۷۶/۲	۹۳۹/۲	۷۳۸/۱	۴۶۹/۶	کل انرژی ورودی GT
مگاوات	۳۷/۶۴	۲۷/۳۴	-	-	انرژی ورودی احتراق اضافی
مگاوات	۱۵۱۳/۸۴	۹۶۶/۵۴	۷۳۸/۱	۴۶۹/۶	کل انرژی ورودی
درصد	۵۶/۳۲	۴۸/۷۳	۳۹/۲۷	۳۴/۰۶	بازده حرارتی

نسبت به CCGT-E را نشان می‌دهد. این بهبود عمدتاً به دلیل TIT و نسبت فشار بالاتر در توربین‌های کلاس F است که از فناوری و مواد برتری برخوردار است. این نتیجه با کار وون و همکاران همخوانی دارد که نشان دادند افزایش در TIT و نسبت فشار کمپرسور منجر به افزایش بازده سیکل ترکیبی می‌شود به طوری که سیکل‌های ترکیبی مبتنی بر توربین‌های پیشرفته کلاس H با سیکل‌های بخار بهینه می‌توانند به بازده حرارتی نزدیک به ۶۵٪ دست یابند که بهبود قابل توجه دیگری نسبت به عملکرد توربین گاز کلاس F که در این مطالعه مد نظر بوده است (۳۲).

۳-۴- تحلیل عملکرد انرژی

بازده‌های انرژی معمولاً کمتر از بازده‌های حرارتی هستند که نشان‌دهنده برگشت‌ناپذیری‌های ذاتی در فرآیندهای تبدیل انرژی است. اختلاف بین بازده حرارتی و انرژی غالباً برای سیکل‌های ترکیبی در مقایسه با سیکل‌های ساده کمتر است که نشان می‌دهد سیکل‌های ترکیبی از کیفیت انرژی سوخت مؤثرتر استفاده می‌کنند.

نتایج کلی عملکرد انرژی با توجه به روابط مربوطه برای چهار پیکربندی مورد مطالعه محاسبه شده و در جدول ۶ خلاصه شده است.

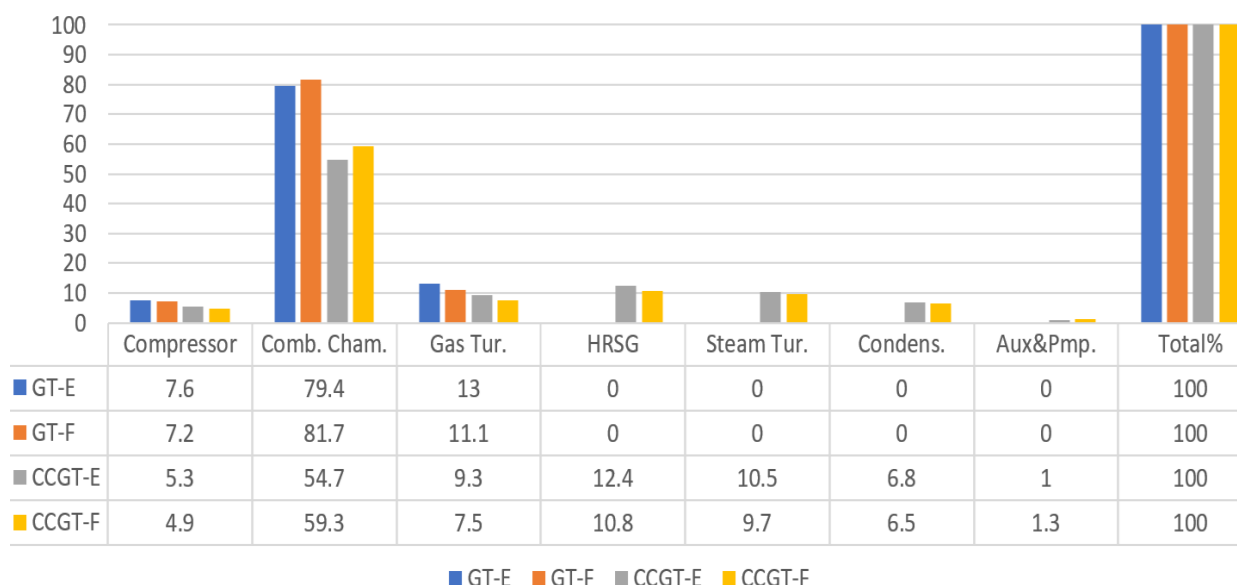
و صحت آن‌ها مورد راستی آزمایی قرار گرفت که در محدوده قابل قبول قرار داشتند.

۲-۴- تحلیل عملکرد انرژی

نتایج کلی عملکرد انرژی برای چهار پیکربندی مورد مطالعه در جدول ۵ خلاصه شده است. نتایج، به وضوح مزایای ترمودینامیکی پیکربندی‌های سیکل ترکیبی و فناوری پیشرفته‌تر کلاس F را نشان می‌دهد. ترکیب توربین گاز با سیکل بخار به صورت چشمگیری بازده را افزایش می‌دهد. بازده حرارتی CCGT-E برابر ۴۸،۷۳٪ که ۱۴،۶۷ درصد بیشتر از GT-E (۳۴،۰۶٪) است. به صورت مشابه، بازده CCGT-F برابر ۵۶،۳۱٪ و ۱۷،۰۴ واحد درصد بالاتر از GT-F (۳۹،۲۷٪) است. این امر اثربخشی بازیابی حرارت اتلافی را نشان می‌دهد. چنانچه مقدار مصارف داخلی سیکل بخار را در محاسبه بازده در این شرایط در نظر گرفته نشود، راندمان‌های سیکل ترکیبی نسبت به سیکل توربین گاز حدود یک درصد افزایش خواهد داشت. همچنین فناوری کلاس F به طور فراگیر عملکرد بهتری نسبت به کلاس E نشان می‌دهد. در حالت مطالعه شده سیکل GT-F دارای ۵،۲۱ درصد بازده حرارتی بیشتر نسبت به GT-E است. در حالت سیکل ترکیبی، CCGT-F مزیت افزایش بازده ۷،۵۸ درصدی

جدول ۶: نتایج عملکرد آگزرژی چهار سیکل مورد مطالعه

واحد	CCGT-F	CCGT-E	GT-F	GT-E	پارامتر
مگاوات	۷۸۲/۳۹	۴۹۷/۷۸	۷۸۲/۳۹	۴۹۷/۷۸	آگزرژی ورودی (به ازای هر واحد GT)
مگاوات	۱۵۶۴/۷۷	۹۹۵/۵۵	۷۸۲/۳۹	۴۹۷/۷۸	کل آگزرژی ورودی GT
مگاوات	۳۹/۹۱	۲۸/۹۹	-	-	آگزرژی احتراق اضافی
مگاوات	۱۶۰۴/۶۸	۱۰۲۴/۵۴	۷۸۲/۳۹	۴۹۷/۷۸	کل آگزرژی ورودی
مگاوات	۸۵۲/۵۳	۴۷۰/۹۹	۲۸۹/۸۳	۱۵۹/۹۴	خروجی مفید آگزرژی (خالص)
درصد	۵۳/۱۳	۴۵/۹۷	۳۷/۰۵	۳۲/۱۳	بازده آگزرژی
مگاوات	۷۵۲/۱۵	۵۵۳/۵۵	۴۹۲/۵۵	۳۳۷/۸۴	کل تخریب آگزرژی
-	۰/۸۸	۱/۱۸	۱/۷	۲/۱۱	تخریب آگزرژی ویژه



شکل ۱۷: توزیع تخریب آگزرژی اجزاء اصلی دو سیکل توربین گاز و دو سیکل ترکیبی مورد مطالعه

کلیدی و با اهمیت است. نتایج حاصل شده از مطالعه دو سیکل توربین گاز و دو سیکل ترکیبی مربوطه در شکل (۱۷) آمده است. مقدار و توزیع تخریب آگزرژی در اجزاء سیکل‌ها، منابع اصلی ناکارآمدی را آشکار می‌کند. در تمام پیکربندی‌ها، محفظه احتراق بزرگ‌ترین منبع تخریب آگزرژی است (از ۵۴٫۰۷٪ تا ۸۱٫۰۷٪). این به دلیل ماهیت بسیار برگشت‌ناپذیر فرآیند احتراق (واکنش

تخریب آگزرژی ویژه که در جدول ۶، به معنی نسبت کل تخریب آگزرژی به آگزرژی مفید خروجی است. کوچک شدن تخریب آگزرژی ویژه، نشان‌دهنده عملکرد مناسب‌تر سیستم از نظر تبدیل انرژی و ترمودینامیکی است.

۴-۴- تخریب آگزرژی در سطح اجزاء

شناسایی محل‌های با تخریب آگزرژی بیشتر، برای بهبود بازده،

جدول ۷. پارامترهای سیکل بخار در سیکل ترکیبی

واحد	CCGT-F	CCGT-E	پارامتر
کیلوگرم بر ثانیه	۱۹۰/۵	۱۳۴	دبی بخار فشار بالا
بار	۱۳۵	۹۰	فشار بخار خط فشار بالا
درجه سلسیوس	۵۶۵	۵۲۰	دمای بخار خط فشار بالا
بار	۳۵	۸.۵	فشار بخار خط فشار متوسط
بار	۰/۱	۰/۱۴۶	فشار بخار خروجی توربین LP
مگاوات	۲۸۷/۲۲۴	۱۵۹/۰۶۴	توان ناخالص واحد بخار
مگاوات	۲۷۲/۸۶۳	۱۵۱/۱۱۱	توان خالص واحد بخار
درصد	۴۹/۵۵	۴۹/۷۳	نسبت توان ST به توان کل GT

سیکل ترکیبی نتایج بهتری نسبت به بهینه‌سازی جداگانه اجزای منفرد می‌دهد (۳۴).

امروزه سعی محققان برای به‌کارگیری فناوری‌های به‌روز جهت کاهش تخریب آگزرژی در تجهیزات است از جمله هاروتیونین و همکاران اخیراً پتانسیل قابل توجهی برای فناوری‌های احتراق غنی شده با هیدروژن در کاهش تخریب آگزرژی در محفظه احتراق تا ۱۲٪ و در شرایطی تا ۱۵٪ در مقایسه با احتراق متعارف گاز طبیعی نشان داده‌اند، در حالی که همزمان انتشار کربن را کاهش می‌دهند. تحقیقات آن‌ها نشان می‌دهد که مخلوط ۳۰٪ هیدروژن حجمی می‌تواند در توربین‌های کلاس F موجود با حداقل تغییرات پیاده‌سازی شود، در حالی که مزایای قابل توجهی از نظر بازدهی و انتشار آلاینده‌ها به دست می‌آید (۳۵).

۴-۵- پارامترهای سیکل بخار در پیکربندی‌های سیکل ترکیبی

مشخصات مهم ترمودینامیکی سیکل‌های بخار نیروگاه‌های سیکل ترکیبی در شرایط و حالت مورد مطالعه در جدول ۷ آمده است. هر دو پیکربندی سیکل ترکیبی از احتراق اضافی در HRSG به طور خاص برای افزایش خروجی توربین بخار به حدود ۵۰٪ کل خروجی توربین گاز استفاده می‌کنند، که سهم تولید سیکل بخار را افزایش می‌دهد. همانگونه که نتایج نشان می‌دهد CCGT-E به ۲۷،۳۴۲ مگاوات انرژی احتراق اضافی (۰،۵۴۷ کیلوگرم بر ثانیه سوخت) نیاز دارد تا سهم توان تولید توربین

شیمیایی، اختلاط، اختلاف دمای بالا) است. حسینی و همکاران نشان دادند که فناوری‌های احتراق پیشرفته مانند احتراق بدون شعله می‌تواند این تخریب را کاهش دهد که مسیر مهمی برای بهبودهای آینده پیشنهاد می‌کند (۳۳). در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی، HRSG (بین ۱۰،۰۸٪ تا ۱۲،۰۴٪) و سیستم توربین بخار (شامل توربین، کندانسور و پمپ‌ها در مجموع بین ۱۷،۰۵٪ تا ۱۸،۰۳٪) نشان‌دهنده منابع قابل توجه اضافی تخریب آگزرژی در مقایسه با سیکل‌های ساده هستند. با این حال، کار تولید شده توسط سیکل بخار بیشتر از این تلفات اضافی است، که منجر به بازده کلی بالاتر نیروگاه می‌شود. محققان، سعی در بهینه کردن عملکرد را با مطالعه اجزای سیکل‌ها دارند. به عنوان نمونه؛ سمیعی و همکاران، با مطالعه سه پیکربندی یک، دو و سه فشاره برای HRSG، بهترین انتخاب برای پیکربندی HRSG که بهترین عملکرد را دارد معرفی نموده‌اند (۲۶).

مقایسه CCGT-F با CCGT-E نشان می‌دهد که تخریب آگزرژی نسبی در اجزای توربین گاز (کمپرسور، محفظه احتراق، توربین) در CCGT-F به دلیل دماهای عملیاتی بالاتر کمی بالاتر است. با این حال، تخریب نسبی در اجزای سیکل بخار (HRSG، ST، کندانسور) کمتر است، که نشان‌دهنده طراحی بهینه سیکل بخار در پیکربندی کلاس F است. این روند با یافته‌های اسمیت همخوانی دارد که نشان داد بهینه‌سازی طراحی یکپارچه کل

جدول ۸. نتایج محاسبات شاخص‌های ترمودینامیکی و زیست محیطی

واحد	CCGT-F	CCGT-E	GT-F	GT-E	پارامتر
مگاوات ساعت/کیلو گرم	۳۵۰/۸	۴۰۵/۴۱	۵۰۳/۰۹	۵۸۰/۰۳	انتشار دی‌اکسیدکربن ویژه (SCE)
-	۱/۱۳	۰/۸۵	۰/۵۹	۰/۴۷	شاخص پایداری آگزرتیکی (ESI)
کیلوگرم دی‌اکسیدکربن/کیلووات ساعت	۱/۷۲	۰/۹۶	۰/۴۳	۰/۲۶	شاخص پایداری زیست محیطی-آگزرتیکی (EESI)
درصد	۳۹/۵۲	۳۰/۱۱	۱۳/۲۷	-	کاهش شدت تولید دی‌اکسیدکربن در مقایسه با GT-E

سوی عملکرد بهینه زیست محیطی این واحدها را نوید می‌دهد. با استفاده از روابط (۱۴) و (۱۷) دو شاخص پایداری واحدها از دیدگاه آگزرتیکی و زیست محیطی سنجیده می‌شود. هرچه این شاخص‌ها بزرگتر شوند، شرایط پایداری آگزرتیکی و زیست محیطی واحدها مطلوب‌تر خواهد بود. نتایج مربوط به محاسبات شاخص‌های ترمودینامیکی و زیست محیطی برای چهار سیکل در شرایط و حالت مورد مطالعه در جدول ۸ ارائه شده است:

محاسبات انتشار دی‌اکسیدکربن ویژه نشان‌دهنده مزایای زیست محیطی قابل توجه برای پیکربندی‌های سیکل ترکیبی قابل توجه است. CCGT-F به کمترین انتشار دی‌اکسیدکربن ویژه (۳۵۰/۸ کیلوگرم به ازای هر مگاوات ساعت) دست می‌یابد که نشان‌دهنده کاهش ۳۹/۵۲ درصد در مقایسه با GT-E و ۳۰/۱۱ درصد در مقایسه با GT-F است. این کاهش قابل توجه عمدتاً به دلیل بازده حرارتی بالاتر است که امکان تولید برق بیشتر به ازای واحد سوخت مصرفی را فراهم می‌کند. شاخص‌های پایداری ESI و EESI پیشرفت مشخصی از GT-E به CCGT-F نشان می‌دهند. CCGT-F به بالاترین مقادیر (ESI: ۱/۱۳, EESI: ۱/۷۲) دست می‌یابد که نشان‌دهنده عملکرد و پایداری برتر این سیکل است.

به کارگیری سیستم‌های جذب دی‌اکسیدکربن در سیکل‌های ترکیبی مورد مطالعه مسیری بالقوه برای تولید برق حرارتی با انتشار کربن نزدیک به صفر ارائه خواهد داد. وکارلی و همکاران یکپارچه‌سازی فناوری‌های جذب کربن پس از احتراق در

بخار را به مقدار توان تولید توربین گاز نزدیک نماید. CCGT-F به ۳۷,۶۳۹ مگاوات انرژی احتراق اضافی (۰,۷۵۳ کیلوگرم بر ثانیه سوخت) نیاز دارد تا سهم توان تولید توربین بخار را به مقدار توان تولید توربین گاز نزدیک نماید. بنابر این احتراق اضافی در نیروگاه سیکل ترکیبی روشی رایج برای افزایش توان تولیدی واحد بخار در این سیکل است. اگرچه احتراق اضافی، کل خروجی نیروگاه و انعطاف‌پذیری عملیاتی را افزایش می‌دهد، اما بازده حرارتی کلی را نسبت به یک پیکربندی سیکل ترکیبی بدون احتراق اضافی (که نسبت توان ST/GT پایین‌تری خواهد داشت) کمی کاهش می‌دهد با این حال، بازده حاصل از نیروگاه همچنان بالاتر از گزینه‌های سیکل ساده است. تحقیقات اخیر توسط عبدالهیان و عامری نیز نشان داده است که این مکانیزم منجر به بهبود راندمان انرژی سیکل بخار و کاهش تخریب آگزرتی در برخی از اجزاء این سیکل می‌شود اما دارای معایبی از جمله تأثیر منفی بر راندمان کل سیکل ترکیبی است (۳۶). علی‌رغم این چالش‌ها، مزایای انعطاف‌پذیری عملیاتی می‌تواند بر این معایب برتری داشته باشد، به ویژه در شبکه‌هایی با نفوذ بالای انرژی‌های تجدیدپذیر که قابلیت‌های پاسخ سریع سیستم، ارزشمند است. نتایج مطالعات انکابو و همکاران که سیکل‌های ترکیبی با قابلیت احتراق اضافی را بررسی کرده‌اند با این نتایج همخوانی دارد (۳۷).

۴-۶- عملکرد زیست محیطی و پایداری

کاهش دی‌اکسیدکربن حاصله به ازای تولید هر مگاوات برق تولیدی نیروگاه‌ها که با رابطه (۱۳) محاسبه می‌شود، حرکت به

تحلیل حساسیت نشان داد که EESI با ضریب حساسیت کل ۳/۶۵ بیشترین واکنش را به تغییرات پارامترهای عملیاتی نشان می‌دهد. بازده آگرژی با ضریب حساسیت ۲/۶۵ مهم‌ترین پارامتر تأثیرگذار بر EESI شناخته شد به طوری که افزایش یک درصد در بازده آگرژی منجر به بهبود ۳/۱۳٪ در EESI می‌شود. حساسیت EESI نسبت به بازده حرارتی (از طریق SCE) برابر +۱ است، یعنی افزایش ۱٪ در بازده حرارتی منجر به بهبود ۱٪ در EESI می‌شود.

افزایش همزمان ۱٪ در بازده حرارتی و بازده آگرژی منجر به بهبود ۴/۱۳٪ در EESI می‌شود ($0.13/4 = 0.1 + 0.13/3$). این ویژگی، EESI را به ابزار مناسبی برای ارزیابی و بهینه‌سازی نیروگاه‌ها تبدیل می‌کند.

۴-۷- انتخاب توربین گاز

مقایسه کمی و کیفی بین توربین‌های گاز کلاس E و کلاس F نشان می‌دهد که گزینه انتخاب به شدت به الگوی بار، هدف‌های بهره‌وری و محدودیت‌های سرمایه‌گذاری بستگی دارد. از نظر کارایی حرارتی، کلاس F هم در سیکل ساده گاز و هم در سیکل‌های ترکیبی، افزایش کارایی را به دنبال دارد. این بهبود عمدتاً ناشی از TIT بالاتر و نسبت فشار بالاتر در توربین‌های کلاس F است. شاخص‌های انتشار ویژه دی‌اکسیدکربن نیز به‌طور قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد. از منظر اقتصاد انرژی، در عملیات پایه و با زیرساخت‌های مناسب، کلاس F به‌طور چشمگیری هزینه‌های انرژی را کاهش می‌دهد، ولی دوره راه‌اندازی سرد طولانی‌تری نسبت به کلاس E دارد. به لحاظ نگهداری و قابلیت اعتماد، کلاس E به دلیل ساده‌تر بودن طراحی، تعمیرات کم‌هزینه‌تر و پایداری بالاتر در محیط‌های با شرایط اقلیمی متغیر، برای پیک، میان‌بار و کاربری با بازه‌های زمانی کمتر مناسب‌تر است. در مقابل، کلاس F با داده‌های فناورانه پیشرفته، استفاده از مواد با دمای بالاتر، پوشش‌های حرارتی پیشرفته و قابلیت پاسخ‌دهی سریع‌تر به تغییرات بار، برای بارهای پایه و پروژه‌های سیکل ترکیبی مطلوب‌تر است و قابلیت همگرایی با فناوری‌های

سیکل‌های ترکیبی مختلف را بررسی کرده‌اند و دریافته‌اند که علیرغم کاهش اندک بازدهی، این نیروگاه‌ها همچنان بازده خالص بالاتر را حفظ و در عین حال دی‌اکسیدکربن انتشاری را بیشتر جذب می‌کنند (۳۸).

در صورت تبدیل نیروگاه‌های گازی بزرگ مقیاس کشور به سیکل ترکیبی، به میزان ۵۰٪ ظرفیت واحدهای گازی تبدیل یافته، از طریق واحدهای بخار احداث شده، به ظرفیت شبکه برق اضافه خواهد گردید که سوخت مصرفی قابل توجهی نیاز نخواهند داشت و آلودگی زیست‌محیطی بیشتری به هوای کشور اضافه نخواهد کرد. با توجه به پایداری تولید این واحدها برای بار پایه و تمام ساعات شبانه روز، حتی می‌توان اولویت احداث آن‌ها را بالاتر از نیروگاه‌های تجدید پذیر عنوان کرد.

با توجه به ناترازی فعلی در صنعت برق کشور، اگر همین افزایش ظرفیت از طریق تبدیل سیکل واحدهای گازی به سیکل ترکیبی را صرفاً از طریق احداث واحدهای توربین گاز ایجاد گردد، علاوه بر انتشار آلاینده‌های دیگر از جمله ترکیبات نیتروژن، مطابق نتایج جدول فوق و بخش ۴-۷، در هر شبانه روز حدود ۵۰ هزار تن دی‌اکسیدکربن در هوای محیط منتشر خواهد شد که مقدار قابل توجهی برای حدود ۷ درصد ظرفیت برق کشور محسوب می‌گردد.

با توجه به مشخصات نیروگاه‌های حرارتی ایران، محدوده تغییرات شاخص‌های SCE، ESI و EESI به ترتیب در دامنه ۳۴۷-۸۰۷ g/kWh، ۰/۳-۱/۲۲ و ۰/۸۵-۱/۹۴ تعیین شد. شاخص EESI با نسبت مقدار حداکثر به مقدار حداقل آن برابر ۲۲/۸ بیشترین قدرت تفکیک را در مقایسه با ESI (۴/۱) و SCE (۲/۳) نشان می‌دهد.

تحلیل همبستگی پیرسون نشان داد که شاخص EESI بیشترین همبستگی را با SCE دارد که نشان‌دهنده توانایی بالای این شاخص ($r = -0.997$ و $p < 0.01$) در انعکاس همزمان عملکرد ترمودینامیکی و زیست‌محیطی است. همبستگی بین ESI و EESI نیز قوی بود ($r = 0.984$) که سازگاری دو شاخص را تأیید می‌کند.

میلیون مترمکعب گاز طبیعی می‌گردد (۴۱). در مقطع کنونی ۷۷ واحد گازی با ظرفیت بالای ۱۰۰ مگاوات و با مجموع ظرفیت اسمی بیش از ۱۴ هزار مگاوات در شبکه برق کشور فعال است (۴۲). ظرفیت تولید واقعی توربین‌های گاز که وابسته به موقعیت مکانی و شرایط اقلیمی محل نصب است، اندکی کمتر از ظرفیت نامی این واحدهاست، بنابراین ترکیبی شدن این واحدها با اضافه شدن واحد بخار به آن‌ها، نزدیک هفت هزار مگاوات تولید برق بدون مصرف سوخت قابل توجه، به ظرفیت شبکه برق کشور اضافه خواهد نمود. در صورت تحقق این اقدام، سالانه بیش از ۸/۶ میلیارد متر مکعب گاز طبیعی (نزدیک به یک و نیم میلیارد دلار ارزش اقتصادی) صرفه جویی خواهد شد که با استفاده از رابطه (۹)، مشخص می‌گردد علاوه بر مزایای ذکر شده، سالانه از ورود ۱۸ میلیون تن دی‌اکسید کربن به محیط (روزانه نزدیک به ۵۰ هزار تن) جلوگیری خواهد گردید. بنابراین، تبدیل واحدهای گازی به سیکل ترکیبی علاوه بر کاهش ناترازی و پایدار نمودن شبکه، از نظر زیست محیطی و اقتصادی نیز حائز اهمیت خواهد بود. خاطرنشان می‌گردد تبدیل سیکل توربین‌های گاز به سیکل ترکیبی، با چیدمان‌های مختلفی از توربین گاز و توربین بخار میسر است (۴۳) ولی در این مطالعه، چیدمان رایج تر دو توربین گاز و یک توربین بخار بررسی گردید.

۵- نتیجه گیری

این پژوهش با تحلیل جامع ترمودینامیکی و زیست محیطی چهار پیکربندی رایج در شبکه تولید برق کشور شامل توربین‌های گاز کلاس E و F و سیکل‌های ترکیبی متناظر آن‌ها (CCGT-E) و (CCGT-F)، برتری قابل توجه سیکل‌های ترکیبی را به اثبات رساند. نتایج نشان داد که CCGT-F با دستیابی به بازده حرارتی ۵۶/۳۱٪ و CCGT-E با ۴۸/۷۳٪، بهبود چشمگیری به میزان ۱۴ تا ۱۷ درصد نسبت به سیکل‌های ساده توربین گاز ارائه می‌دهند. از موارد کلیدی این مطالعه، محاسبه شاخص پایداری زیست محیطی-اگرژیستیکی (EESI) و ارائه آن به همراه رابطه انتشار دی‌اکسید کربن ویژه (SCE) است که امکان ارزیابی

آینده مانند استفاده از سوخت هیدروژن یا ترکیب‌های سوختی با کربن کم را بهتر فراهم می‌کند. با وجود مزایای کلاس F، در مناطقی که دسترسی به نیروی متخصص محدود است یا نیاز به راه‌اندازی سریع با فواصل زمانی کوتاه وجود دارد، کلاس E همچنان گزینه مطلوبی است. در نهایت، هر دو کلاس به صورت مکملی برای انتقال به سیکل‌های ترکیبی کارآمد و فناوری‌های پاک تر محسوب می‌گردند.

۴-۸- پیامدهای اقتصادی

اگرچه تحلیل اقتصادی دقیق، فراتر از محدوده این مطالعه است ولی تفاوت‌های بازدهی و عملکرد مشاهده شده پیامدهای اقتصادی مهمی دارند. شاخص‌های عملکرد انرژی و اقتصادی واحدهای نیروگاهی، از طریق شبیه‌سازی دقیق ترمودینامیکی ارزیابی می‌شوند (۳۹). بازده بالاتر سیکل ترکیبی به معنای مصرف سوخت تقریباً ۳۰-۴۰ درصد کمتر به ازای تولید هر مگاوات ساعت در مقایسه با پیکربندی‌های سیکل ساده است، که صرفه‌جویی عملیاتی قابل توجهی در طول عمر نیروگاه ایجاد می‌کند و منجر به کاهش هزینه برق تولیدی نیز می‌گردد. مدل و کار (۴۰)، مقایسه قیمت تراز شده برق تولیدی سیکل‌های ترکیبی با توربین گاز کلاس‌های E، F و H مقایسه نموده‌اند و برتری این سیکل‌ها را بیان نموده‌اند. علاوه بر این، در حالی که فناوری کلاس F عملکرد برتری نسبت به کلاس E را نشان می‌دهد، در انتخاب بین کلاس‌های E و F باید هزینه‌های سرمایه‌ای، الگوهای عملیاتی و شرایط محلی را در نظر گرفت. یافته‌های محققان تصریح دارند سیکل‌های ترکیبی کلاس F معمولاً هزینه تراز شده برق (LCOE) بهتری را علیرغم هزینه‌های اولیه بالاتر ارائه می‌دهند، در حالی که کلاس E ممکن است برای کاربردهای میان‌بار یا پیک همچنان رقابتی باقی بماند.

از نظر سیاست‌گذاری نیز پتانسیل صرفه‌جویی سوخت ناشی از ترکیبی نمودن سیکل‌های نیروگاهی توربین گاز بزرگ مقیاس موجود در شبکه تولید برق کشور مشخص گردیده و محاسبه شده است که تبدیل هر دو واحد گازی ۱۶۰ مگاواتی کلاس E به یک بلوک سیکل ترکیبی، منجر به صرفه جویی سالیانه ۲۰۰

روش‌های عددی در مهندسی، سال ۴۵، شماره ۱، تابستان ۱۴۰۵

برای احداث نیروگاه‌های جدید نیز انتخاب بین کلاس‌های E و F توربین گاز به عوامل متعددی نظیر الگوی بار، بازده مورد نیاز و محدودیت‌های هزینه طرح وابسته است. توربین‌های کلاس F با راندمان بالاتر و انتشار کمتر دی‌اکسیدکربن برای عملیات بار پایه و سیکل‌های ترکیبی گزینه مطلوب‌تری محسوب می‌شوند، در حالی که توربین‌های کلاس E با مزایای هزینه نگهداری پایین‌تر و قابلیت راه‌اندازی سریع‌تر، برای تأمین بار پیک و مناطق با ظرفیت بار محدودتر کارآمدتر هستند.

این پژوهش با ارائه ابزارهای ارزیابی کمی، راهکاری عملی برای رفع ناترازی برق و حفاظت از محیط‌زیست ارائه می‌دهد. علی‌رغم سرمایه‌گذاری اولیه بالاتر، مزایای بلندمدت تبدیل به سیکل ترکیبی در افزایش بازده، کاهش مصرف سوخت و بهبود عملکرد زیست‌محیطی، این رویکرد را در تحقق اهداف توسعه پایدار کشور توجیه‌پذیر می‌سازد.

یکپارچه و جامع عملکرد ترمودینامیکی و اثرات زیست‌محیطی را فراهم می‌آورد. محاسبات SCE کاهش ۳۰/۱ تا ۳۹/۵ درصدی انتشار دی‌اکسیدکربن در سیکل‌های ترکیبی نسبت به توربین‌های گاز ساده را نشان می‌دهد. شاخص EESI با مقادیر ۱/۷۲ برای CCGT-F و ۰/۹۶ برای CCGT-E در مقایسه با ۰/۴۳ و ۰/۲۶ برای سیکل‌های ساده متناظر، ابزاری کارآمدتر از شاخص‌های سنتی نظیر ESI ارائه می‌دهد که ادغام جنبه‌های اگزرتژیکی و پایداری زیست‌محیطی را محقق می‌سازد.

تبدیل نیروگاه‌های توربین گاز موجود به سیکل ترکیبی می‌تواند ضمن افزودن حداقل ۷۰۰۰ مگاوات به ظرفیت شبکه برق کشور بدون نیاز به سوخت اضافی، از انتشار روزانه حداقل ۵۰ هزار تن دی‌اکسیدکربن جلوگیری کند که اهمیت استراتژیک این رویکرد را در تحقق اهداف توسعه پایدار و کاهش بحران کمبود برق در کشور هویدا می‌کند.

واژه نامه

- | | | |
|---|----------------------------------|-----------------------------------|
| 1. Upgrading | 2. Gas Turbine | 3. Combined Cycle |
| 4. Turbine Inlet Temperature | 5. Heat Recovery Steam Generator | 6. Steam Turbine |
| 7. Specific CO ₂ Emission | 8. Environmental Sustainability | 9. Exergetic Sustainability Index |
| 10. Exergy-Environmental Sustainability Index | 11. Epsilon Professional | 12. Sequential Modular |
| 13. Superheat | | |

منابع

- [1] Yu S. *et al.*, Hydrogen-based combined heat and power systems: A review of technologies and challenges. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2023; 48(89): 34906-34929. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.05.187>.
- [2] Woudstra N., Woudstra T., Pirone A., and Stelt T. V. D. Thermodynamic evaluation of combined cycle plants. *Energy Conversion and Management*. 2010; 51(5): 1099-1110. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.12.016>.
- [3] Chowdhury T. S., Mohsin F. T., Tonni M. M., Mita M. N. H., and Ehsan M. M., A critical review on gas turbine cooling performance and failure analysis of turbine blades. *International journal of thermofluids*. 2023; 18; 100329. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100329>
- [4] Promes E., Woudstra T., Schoenmakers L., Oldenbroek V., Thattai A. T., and Aravind P., Thermodynamic evaluation and experimental validation of 253 MW Integrated Coal Gasification Combined Cycle power plant in Buggenum, Netherlands. *Applied Energy*, 2015; 155: 181-194. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.05.006>
- [5] Abuelnuor A., Saqr K. M., Mohieldein S. A. A., Dafallah K. A., Abdullah M. M., and Nogoud Y. A. M., Exergy analysis of Garri “2” 180 MW combined cycle power plant. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017; 79: 960-969. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.077>
- [6] Kilani N., Khir T., and Brahim A. B., Performance analysis of two combined cycle power plants with different steam injection system design. *International Journal of Hydrogen Energy* 2017; 42(17): 12856-12864. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.01.233>
- [7] B. Rudyanto *et al.*, Energy and Exergy Analysis of steam power plant in Paiton, Indonesia. in *IOP*

- Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2019; 268(1): 012091.
<https://doi.org/10.1088/1755-1315/268/1/012091>
- [8] Vedran M., Jasna P.O., Vedran M.V., and Igor P. Energy analysis of a steam turbine with two cylinders and steam re-heating. *Machines Technologies Materials*. 2022; 16(5): 155–158.
<https://stumejournals.com/journals/mtm/2022/5/155>.
- [9] Vedran M., Jasna P.O., Tomislav S., and Maro J., Exergy analysis of a complex four-cylinder steam turbine. *Machines. Technologies. Materials.*, 2022; 16(1): 3–7.
<https://stumejournals.com/journals/mtm/2022/1/3>
- [10] Vedran M., Jasna P. O., Igor P., and Sandi B. Š. Efficiencies and losses comparison of three steam turbines—from conventional, nuclear and marine power plant. *Machines Technologies Materials*. 2021; 15(1): 10–14.
<https://stumejournals.com/journals/mtm/2021/1/10>.
- [11] Hamayun M. H., Hussain Shafiq M., I., Ahmed A., and Park Y. K. Investigation of the thermodynamic performance of an existing steam power plant via energy and exergy analyses to restrain the environmental repercussions: A simulation study. *Environmental Engineering Research*, 2022; 27(1):
<https://doi.org/10.4491/eer.2020.683>
- [12] Anetor L., Osakue E. E., and Odetunde C. Classical and advanced exergy-based analysis of a 750 MW steam power plant. *Australian Journal of Mechanical Engineering*. 2022; 20(2): 448–468.
<https://doi.org/10.1080/14484846.2020.1716509>
- [13] Altarawneh O. R., Alsarayreh A. A., Ala'a M., Al-Kheetan M. J., and Alrwashdeh S. S. Energy and exergy analyses for a combined cycle power plant in Jordan. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2022; 31: 101852.
<https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.101852>
- [14] Nondy J. and Gogoi T. Energy and exergy analyses of a gas turbine and reheat-regenerative steam turbine integrated combined cycle power plant. *Advances in Thermofluids and Renewable Energy: Select Proceedings of TFRE 2020*. 2021; 233–248.
https://doi.org/10.1007/978-981-16-3497-0_18.
- [15] Čehajić N. Exergy analysis of thermal power plant for three different loads. *Tehnički glasnik*, 2023; 17(2): 160–166.
<https://doi.org/10.31803/tg-20211214151555>
- [16] Azubuike U. G., Egbuhuzor L. C., Njoku H. O., and Ekechukwu O. V. Exergy analysis of a steam power plant at full and partial load conditions. *International Journal of Exergy*. 2023; 40(2): 182–197.
<https://doi.org/10.1504/ijex.2023.128784>
- [17] Li K., Chi J., and Zhang S. Energy and exergy analysis of gas turbine combined cycle with exhaust gas recirculation under part-load conditions. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2023; 37(5): 2149–2160.
<https://doi.org/10.1007/s12206-023-2102-1>
- [18] Assareh E., S Hoseinzadeh., Ghersi D. E., Farhadi E., Keykhah S., and Lee M. Energy, exergy, exergoeconomic, exergoenvironmental, and transient analysis of a gas-fired power plant-driven proposed system with combined Rankine cycle: thermoelectric for power production under different weather conditions. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2023; 148(16): 8283–8307.
<https://doi.org/10.1007/s10973-022-11651-7>
- [19] Arpit S., Das P. K., and Dash S. K. Exergetic sustainability analysis of a naphtha-based combined cycle power plant (CCPP). *Arabian Journal for Science and Engineering*. 2023; 48(9): 11741–11753.
<https://doi.org/10.1007/s13369-022-07548-0>
- [20] Elwardany M., Nassib A., and Mohamed H. A., Exergy analysis of a gas turbine cycle power plant: a case study of power plant in Egypt. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2024; 149(14): 7433–7447.
<https://doi.org/10.1007/s10973-024-13324-z>
- [21] Al-Dulaimi B. M., Bayat M., and Tekir M. Energy, exergy, and thermoeconomic analysis of a natural gas combined power plant. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2024; 1–17.
<https://doi.org/10.1007/s10973-024-13897-9>
- [22] Al-Zoghool Y. M., Park K. H., Park J., Jang Y. C., and Moon S. J. Effect of design parameters on bottoming cycle performance in combined cycle power plant. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2024; 38(11): 6345–6354.
<https://doi.org/10.1007/s12206-024-1045-5>
- [23] Azubuike U. G., Njoku H. O., and Ekechukwu O. Advanced exergy analysis of a steam power plant with second-level decomposition of exergy destruction. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2024; 46(12): 700.
<https://doi.org/10.1007/s40430-024-05262-6>
- [24] Maske P. G., Srinet V. N., and Yadav A. Effect of Ambient Conditions on Energy and Exergy Efficiency of Combined Cycle Power Plant. in *International Conference on Modeling, Simulation and Optimization*, 2022: Springer, pp. 501–509.
https://doi.org/10.1007/978-981-99-6866-4_38
- [25] Mishra A., Arora B., and Arora A. Exergoeconomic Analysis of a Combined Cycle Gas Turbine Plant Based on Several Operational Parameters. in *International Conference on Mechanical Engineering: Researches and Evolutionary Challenges*, 2023: Springer, pp. 291–302.
https://doi.org/10.1007/978-981-97-0918-2_23
- [26] Samie B., Azad M. T., Salehi G., and Lari K. Energy, exergy, and exergoeconomic evaluations of a combined cycle with three configurations for heat

- recovery steam generator. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2025; 1–21.
<https://doi.org/10.1007/s10973-025-14134-7>
- [27] Khankari G., Rajan D., and Karmakar S. Performance Improvement of Power Plant at Aberrant Steam Temperature Condition through E3 Analysis. *Thermal Engineering*. 2025; 72(1): 32–43.
<https://doi.org/10.1134/s0040601524700538>
- [28] Córdoba J., Valencia G., and Molina B. Energy, Exergy, and Exergo-Sustainability Analysis of a Brayton S-CO₂/Kalina Operating in Araçuaí, Brazil, Using Solar Energy as a Thermal Source. *Resources*. 2025; 14(2): 31.
<https://doi.org/10.3390/resources14020031>
- [29] Qiao Y., Hu F., Xiong W., Guo Z., Zhou X., and Li Y. Multi-objective optimization of integrated energy system considering installation configuration. *Energy*. 2023; 263: 125785.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125785>
- [30] Abam F., Ekwe E., Effiom S., and Ndukwu M. A comparative performance analysis and thermo-sustainability indicators of modified low-heat organic Rankine cycles (ORCs): An exergy-based procedure. *Energy Reports*. 2018; 4: 110–118.
<https://doi.org/10.1016/j.egy.2017.08.003>
- [31] Vandani A. M. K., Bidi M., and Ahmadi M. H. Energy, exergy and environmental analyses of a combined cycle power plant under part-load conditions. *Mechanics & Industry*. 2016; 17(6): 610.
<https://doi.org/10.1051/meca/2016019>
- [32] Kwon H. M., Moon S. W., Kim T. S., Kang D. W., Sohn J. L., and Lee J. A study on 65% potential efficiency of the gas turbine combined cycle." *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2019; 33: 4535–4543.
<https://doi.org/10.1007/s12206-019-0850-8>
- [33] Hosseini S. E. and Wahid M. A. Enhancement of exergy efficiency in combustion systems using flameless mode. *Energy conversion and management*. 2014; 86: 1154–1163.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.06.065>
- [34] Smith R. W. Steam turbine cycles and cycle design optimization: Combined cycle power plants. *Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants*. 2022; 61–102.
<https://doi.org/10.1016/b978-0-12-824359-6.00001-9>
- [35] Harutyunyan A., Badyda K., and Szablowski Ł. Energy and exergy analysis of complex gas turbines systems powered by a mixture of hydrogen and methane. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2025; 144: 713-725.
<https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2025.02.378>
- [36] Abdollahian A., and Ameri M. Effect of supplementary firing on the performance of a combined cycle power plant. *Applied Thermal Engineering*. 2021; 193: 117049.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117049>
- [37] Caceres I. E., Montañés R. M., and Nord L. O. Flexible operation of combined cycle gas turbine power plants with supplementary firing. *Journal of Power Technologies*. 2018; 98(2): 188–197.
<https://papers.itc.pw.edu.pl/index.php/JPT/article/view/1056>
- [38] Vaccarelli M., Sammak M., Jonshagen K., Carapellucci R., and Genrup M. Combined cycle power plants with post-combustion CO₂ capture: Energy analysis at part load conditions for different HRSG configurations. *Energy*. 2016; 112: 917–925.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.06.115>
- [39] Carapellucci R., Giordano L. Prediction of part-load behaviour of natural gas combined cycles by applying thermodynamic and artificial neural network models. *Energy Conversion and Management*. 2026; 348(B): 120685.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2025.120685>
- [40] Mondol J. D., and Carr C. Techno-economic assessments of advanced Combined Cycle Gas Turbine (CCGT) technology for the new electricity market in the United Arab Emirates. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2017;. 19: 160–172.
<https://doi.org/10.1016/j.seta.2017.01.005>
- [41] Rahmati A.R., Mazrouei N., Soleimani M.T. Prioritizing the Conversion of Gas-Fired Power Plants to Combined-Cycle Systems over the Development of Solar Power Plants. Proceedings of the 20th Fluid Dynamics Conference; 2023 November 8; Semnan, Iran. Available from: <https://civilica.com/doc/1822627/>
- [42] Detailed Statistics of the Electric Power Industry, 2025; published by Tavanir, the Specialized Parent Holding Company for Generation and Transmission of Electric Power. Tehran, Iran. (In Persian) Available from: <https://civilica.com/doc/1822627/>
- [43] Hou G., Ali A.B., Jasim D.J., Ahmadi G., Khan T.Y., Abduvalieva D., Salahshour S., Sahramaneshi H. Technical and thermodynamic impacts of heat recovery steam generator interior layout arrangement in the full repowering of an operating natural gas-fired steam power plant. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2026; 70: 109966.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2025.109966>