



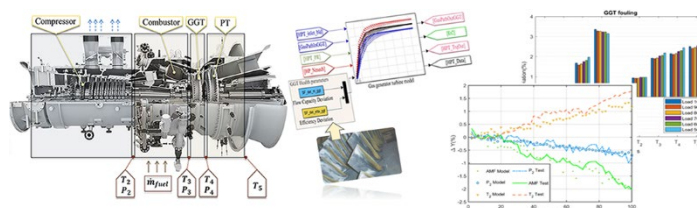
## شبیه‌سازی ترمودینامیکی رسوب گرفتگی و فرسایش در توربین گاز صنعتی با کاربرد تولید توان

علی نکونام<sup>۱</sup>، مرتضی منتظری<sup>۲\*</sup>

<sup>۱</sup> دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

<sup>۲</sup> استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

### چکیده گرافیکی



### برجسته‌ها

- مدل‌سازی توربین گازی IGT25 برای کاربردهای تولید توان با به‌کارگیری جعبه‌ابزار T-MATS
- شبیه‌سازی افت عملکرد توربین گازی
- شبیه‌سازی عیب رسوب گرفتگی و فرسایش اجزاء مسیر گاز
- بررسی اثر زوال بر پارامترهای عملکردی در بارگذاری‌های مختلف

### مشخصات مقاله

تاریخچه مقاله:  
نوع مقاله: علمی پژوهشی  
دریافت: ۱۴۰۱/۱۲/۱۳  
بازنگری: ۱۴۰۲/۰۱/۰۶  
پذیرش: ۱۴۰۲/۰۲/۱۳  
ارائه برخط: ۱۴۰۲/۰۲/۱۷  
\*نویسنده مسئول:

montazeri@iust.ac.ir

کلیدواژه‌ها:

توربین گاز صنعتی IGT25  
افت عملکرد  
رسوب گرفتگی  
فرسایش  
شبیه‌سازی ترمودینامیکی

### چکیده

در این تحقیق افت عملکرد توربین گاز ملی IGT25 تحت اثر زوال اجزاء اصلی مسیر گاز شبیه‌سازی شده است. بدین منظور ابتدا مدل ترمودینامیکی توربین گاز مورد مطالعه به کمک جعبه‌ابزار T-MATS توسعه داده شده و پس از ارزیابی با داده‌های واقعی از آن در شبیه‌سازی افت کارایی استفاده شده است. در ادامه، رسوب گرفتگی و فرسایش به‌عنوان دو عیب شایع مورد توجه قرار داده شده، به این صورت که با انحراف ظرفیت جریان و راندمان این دو عیب در شدت‌های مختلف شبیه‌سازی شده و اثرات آن بر روی پارامترهای عملکردی توربین گازی در حالت کنترلی دور ثابت توربین توان و در بارگذاری‌های مختلف، بررسی شده است. نتایج پژوهش حاضر نشان می‌دهد که با وقوع عیب فرسایش در تیغه‌های کمپرسور و در حالت کنترلی مورد بررسی، پارامترهایی چون توربین ژنراتور، سوخت مصرفی، دمای خروجی از کمپرسور، دمای ورودی به توربین ژنراتور، دمای ورودی به توربین توان و دمای گازهای خروجی نسبت به حالت سالم افزایش و در مقابل دبی هوای عبوری از کمپرسور، فشار خروجی از کمپرسور و فشار ورودی به توربین توان کاهش می‌یابد. بر اساس نتایج، دمای گازهای خروجی از توربین گازی پارامتری است که در اثر وقوع عیب رسوب گرفتگی و فرسایش تیغه‌های کمپرسور بیشترین انحراف را از حالت نرمال نشان می‌دهد که مقدار این انحراف به ترتیب ۳/۸ و ۲/۲ درصد به دست آمد. علاوه بر آن مشاهده شد که در زمان وقوع عیب، شرایط عملکردی توربین گازی بر میزان انحراف پارامترهای اندازه‌گیری اثرگذار است.

## ۱- مقدمه

مشاهده کرد. با تعیین میزان انحراف پارامترهای عملکردی و بررسی رابطه‌ای که این انحرافها نسبت به هم دارند می‌توان نوع عیب رخ داده و شدت آن را در جزء معیوب، تعیین کرد. در اینجا منظور از پارامترهای سلامت، راندمان آیزنتروپیک و ظرفیت جریان اجزاء مسیر گاز هستند. پارامترهای سلامت برای یک جزء به‌طور مستقیم قابل اندازه‌گیری نبوده می‌بایست آن‌ها را به‌صورت غیرمستقیم از روی پارامترهای قابل اندازه‌گیری تعیین کرد [۱].

تاکنون روش‌ها و رویکردهای مختلفی در زمینه تشخیص و شناسایی عیوب عملکردی توسط محققین ارائه شده است. در اوایل دهه ۷۰ میلادی آنالیز مسیر گاز و روش خطی معکوس ماتریس ضرایب تأثیر توسط ارین معرفی شد [۵]. توسعه این روش مدیون تلاش‌های ساراواناموتو و دیگران در طی سال‌های دهه ۸۰ بود [۶-۸]. در اواخر دهه ۷۰ فیلتر کالمن برای اولین بار به‌منظور جداسازی عیب مورد استفاده قرار گرفت. نمونه‌ای از این روش برای عیب‌یابی توربین گازی توسط پرووست به کار گرفته شد و پس از آن نسخه‌های بهبود یافته آن توسط شرکت رولز-رویس و با نام کانسنتراتور ارائه گردید [۹].

یکی از چالش‌های اساسی در روش‌های تشخیص عیوب مسیر گاز، در اختیار داشتن پارامترهای سلامت متناظر با پارامترهای اندازه‌گیری برای هر عیب است. با در اختیار داشتن یک مدل عملکردی از توربین می‌توان از روی پارامترهای اندازه‌گیری، پارامترهای سلامت را تعیین نمود و در نهایت به نوع عیب پی برد. در این زمینه آکر و ساراواناموتو مدلی را ارائه دادند که قادر به پیش‌بینی زوال عملکرد توربین متأثر از عیب رسوب گرفتگی پره‌ها بود. مدل آن‌ها مدل می‌توانست عملکرد توربین سولار سنتر و توربین GE LM2500 را شبیه‌سازی کند [۷]. کارز و بران اثر زوال کمپرسور و توربین بر عملکرد توربین گازی صنعتی را بررسی کردند [۱۰]. لی و کیم یک روش استیج استیکینگ برای مدل‌سازی کمپرسور و نیز یک روش مرحله‌به‌مرحله که شامل خنک کاری تیغه‌ها نیز می‌شد برای توربین ارائه نمودند [۱۱]. مدل محفظه احتراق آن‌ها برای انواع مختلف سوخت قابل تنظیم بود. محمدی و منتظری افت عملکرد یک توربین گاز صنعتی دوجوره را در بارگذاری کامل و جزئی شبیه‌سازی نمودند [۱۲]. کانگ و کیم یک روش تشخیص عملکرد بهبود یافته برای یک توربین گاز

توربین‌های گازی نقشی کلیدی در صنایع نفت و گاز، نیروگاه‌های تولید توان الکتریکی و همچنین صنایع هوایی ایفا می‌کنند. از این رو اطمینان از کارکرد ایمن و بهینه چنین تجهیزاتی برای صاحبان این صنایع حائز اهمیت است. از طرفی دیگر رویارویی با چالش‌هایی مانند آلودگی‌های زیست‌محیطی، هزینه‌های تعمیرات و قیمت سوخت مصرفی، باعث شده تا امروزه پایش وضعیت توربین‌های گازی و پیش‌آگاهی از وقوع عیب در چنین سیستمی به‌عنوان یک ضرورت اجتناب‌ناپذیر مورد توجه قرار گیرد.

به‌طور کلی از یک دیدگاه عیوب توربین گاز به سه دسته عیوب وابسته به زمان، عیوب مستقل از زمان و عیوب با تأخیر وابسته به زمان تقسیم می‌شوند [۱]. عیوب وابسته به زمان به‌مرور در طی چرخه عمر پیشرفت کرده و نهایتاً باعث افت غیرمجاز عملکرد توربین و یا خرابی آن می‌شود. رسوب گرفتگی و فرسایش پره‌های توربین و کمپرسور از جمله این عیوب به شمار می‌آید. رسوب گرفتگی به دلیل چسبیدن ذرات با اندازه ۲ تا ۱۰ میکرومتر روی تیغه‌های کمپرسور و توربین ایجاد شده و باعث افزایش زبری سطح تیغه و به‌تبع آن تغییر شکل هندسی تیغه می‌شود [۲]. این اتفاق باعث اختلال در کارکرد تیغه‌ها شده و طی آن پارامترهایی چون ظرفیت جریان و راندمان جزء درگیر را متأثر از خود می‌کند که این به‌نوبه خود سبب افت توان خروجی و راندمان حرارتی توربین گازی می‌شود.

فرسایش به جدا شدن بخش‌های بسیار کوچکی از اجزاء فلزی واقع بر مسیر گاز به‌وسیله ذرات عمدتاً با اندازه‌ای بزرگ‌تر از ۱۰ میکرومتر گفته می‌شود که نتیجتاً زبر شدن سطح درگیر را در پی دارد [۳]. حدوداً ۴۵ درصد از زوال عملکرد توربوپمپ‌های مدرن به دلیل وقوع چنین عیبی است [۴].

تحلیل‌های مبتنی بر عملکرد و به‌طور خاص آنالیز مسیر گاز به تشخیص، شناسایی و پیش‌بینی عیوبی چون رسوب گرفتگی و فرسایش تیغه‌ها می‌پردازد تا با تشخیص به‌موقع آن‌ها از افت عملکرد غیرمجاز در توربین جلوگیری شود. در این شرایط افت کارایی را می‌توان به‌صورت انحراف در دسته‌ای از پارامترهای عملکردی موسوم به پارامترهای سلامت

درعین حال که مدلی با سرعت بالاتر ارائه می‌دهد، انجام شبیه‌سازی‌های زمان اجرا با نرم‌افزار متلب را تسهیل می‌سازد. مقاله در ادامه به این صورت سازمان‌دهی شده است که در بخش دوم، توربین گاز IGT25 معرفی و اجزاء مسیر گاز آن شرح داده شده است. در بخش سوم پس از معرفی جعبه‌ابزار T-MATS نحوه مدل‌سازی اجزاء مسیر گاز به صورت مختصر آورده شده و در ادامه ضمن ارائه ورودی‌ها و خروجی‌های حل‌کننده نیوتن-رافسون و ارزیابی مدل حالت پایا با داده‌های واقعی، چگونگی شبیه‌سازی افت عملکرد توربین گازی شرح داده شده است. در بخش چهارم نتایج مدل‌سازی حالت پایا و نتایج شبیه‌سازی افت عملکرد ارائه شده است. در نهایت در بخش پنجم نتیجه‌گیری آورده شده است.

## ۲- توربین گاز مورد مطالعه

توربین IGT25، ارائه شده در شکل ۱، یک نمونه توربین گازی بومی‌سازی شده و ارتقاء یافته از مدل توربین SGT600 زیرمسی آلمان است که از جمله توربین‌های دوماحوری به شمار می‌آید. توان خروجی آن حدوداً ۲۵ مگاوات است. این توربین هم برای راه‌اندازی مکانیکی (راه‌اندازی کمپرسورهای افزایشنده فشار) و هم تولید توان الکتریکی (به حرکت درآوردن ژنراتورهای تولید برق) کاربرد دارد. همچنین از این توربین می‌توان در سیکل ترکیبی و یا پیشران کشتی نیز استفاده کرد. توربین دارای ده مرحله کمپرسور بوده که دو مرحله اول آن دارای پره‌های راهنمای متغیر است، همچنین دو مرحله توربین ژنراتور (توربین فشار بالا) و دو مرحله توربین قدرت (توربین فشار پایین) دارد. کمپرسور آن در نقطه طراحی قادر به ایجاد نسبت فشار ۱۴ بوده و برای جلوگیری از پدیده‌های سرج در دوره‌های پایین و هنگام راه‌اندازی، مجهز به دو شیر برداشت هوا (شیر بلید) در مراحل ۲ و ۵ است [۱۶]. توربین قدرت و توربین ژنراتور این مدل از لحاظ مکانیکی به هم ارتباطی نداشته باین حال از لحاظ آیرودینامیکی این دو بخش به هم مرتبط‌اند. ایزولاسیون مکانیکی توربین قدرت از توربین ژنراتور این امکان را فراهم می‌آورد که به ازای یک دبی سوخت و سرعت توربین ژنراتور ثابت، توربین قدرت بتواند در بازه وسیعی از سرعت‌های مختلف، توان ثابتی را به خروجی تحویل دهد؛ زیرا در این حالت کمپرسور می‌تواند بدون تأثیر پذیرفتن از سرعت توربین

در کلاس F با توان خروجی ۱۵۰ مگاوات، بر اساس تطبیق نقشه کمپرسور پیشنهاد دادند. آن‌ها همچنین برای تفکیک بارگذاری کامل از بارگذاری جزئی از اندازه‌گیری زاویه پره‌های راهنمای ورودی و تخمینی از دمای ورودی به توربین استفاده کردند [۱۳]. لیو و کریمی از یک روش مبتنی بر یادگیری ماشین برای پیش‌بینی عملکرد توربین گازی استفاده کردند که دارای متوسط خطای کمتر از ۲ درصد و همچنین حداکثر خطای کمتر از ۴/۳ درصد در تخمین پارامترهای عملکردی بود [۱۴]. سالیلو و همکاران مدلی برای یک توربین گاز سه محوره با در نظر گرفتن اثر پره‌های راهنمای ورودی متغیر و سیستم هوای ثانویه پیشنهاد دادند [۱۵].

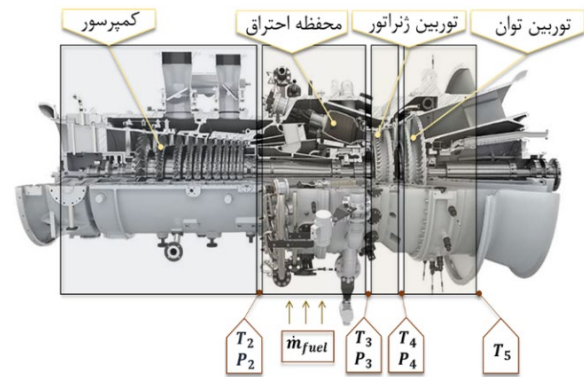
در ادامه تلاش‌های قبلی، در تحقیق حاضر برای اولین بار شبیه‌سازی افت عملکرد در اجزاء اصلی توربین گاز ملی IGT25 به کمک جعبه‌ابزار T-MATS در بارگذاری کامل و جزئی از ۵۰ درصد تا ۱۰۰ درصد انجام شده است. در شبیه‌سازی صورت گرفته پره‌های راهنمای ورودی مدل شده و پدیده رسوب گرفتگی و فرسایش در کمپرسور، توربین ژنراتور و توربین قدرت شبیه‌سازی شده است. بدین منظور ابتدا هر کدام از اجزاء به صورت بلوکی در متلب مدل شده و سپس با اتصال اجزاء به یکدیگر مدل یکپارچه توربین گاز توسعه داده شده و سپس نتایج حالت پایا با داده‌های شرکت سازنده توربین در دماهای محیطی مختلف مقایسه شده است. پس از اطمینان از صحت عملکرد مدل از آن در شبیه‌سازی افت عملکرد بهره گرفته شده است. برای شبیه‌سازی افت عملکرد توربین گازی ناشی از رسوب گرفتگی و فرسایش، ظرفیت جریان و راندمان آیزنتروپیک هر جزء با نسبتی مشخص انحراف داده شده و پارامترهای عملکردی متناظر از مدل اخذ شده است. در انتها برای صحت‌سنجی شبیه‌سازی صورت گرفته، خروجی‌های مدل با داده‌های واقعی مربوط به رسوب گرفتگی کمپرسور مقایسه شده است. لازم به ذکر است استفاده از رویکرد مدل‌سازی مبتنی بر حلگر نیوتن-رافسون برای شبیه‌سازی افت کارایی توربین گاز صنعتی، روشی است که برای اولین بار در تحقیق حاضر انجام شده است. استفاده از چنین رویکردی که با بهره‌گیری از جعبه‌ابزار T-MATS صورت گرفته، در مقایسه با روش‌هایی چون حلقه‌های تودرتو

ورودی به کمپرسور از طریق دو مرحله تیغه قابل تنظیم کنترل می‌شود. این دو مرحله تیغه هم در جلوگیری از پدیده‌های سرج و استال با شیر برداشت هوا مشارکت می‌کنند و هم پس از رسیدن توربین به دور نامی در کنار کنترلی که روی شیر سوخت وجود دارد، با عبور دبی هوای بیشتر، دمای خروجی توربین را کنترل کرده و مانع از فرارفت دما از حد مجاز می‌شود.

**۲) محفظه احتراق:** محفظه احتراق این توربین دارای ۱۸ مشعل بوده که هر کدام از آن‌ها یک مخروط دوجداره شبیه به نمونه‌ای است که در شکل ۲ دیده می‌شود. طراحی مناسب این سیستم احتراقی که با کاهش دمای شعله همراه است، باعث کاهش ترکیبات نیتروژن دار شده و از این رو سیستم احتراق خشک کم انتشار نامیده شده است [۱۸]. این توربین گازی هم با سوخت مایع و هم سوخت گاز قادر به کار کردن است. نسل سوم این سیستم احتراقی به گونه‌ای طراحی شده که به ازای تغییر در شرایط محیطی یا ترکیب سوخت، نیازی به تنظیم مجدد توربین نیست و حتی توربین قادر به تغییر نوع سوخت مصرفی از مایع به گاز و برعکس در شرایط تحت بار است.

**۳) توربین:** بخش داغ توربین گازی IGT25 شامل توربین ژنراتور و توربین توان است. توربین ژنراتور توان مورد نیاز کمپرسور را تأمین می‌کند و توربین توان، انرژی لازم جهت راه‌اندازی بار را فراهم می‌نماید. این دو توربین، توان خود را از انرژی گاز داغ و پرفشار تولید شده در محفظه احتراق اخذ می‌کنند. هر کدام از توربین‌ها شامل دو مرحله تیغه ثابت و متحرک است و گاز داغ ابتدا با عبور از مجراهای مابین مراحل ثابت منبسط می‌گردد و سپس برخورد گاز به پره‌های متحرک باعث دوران روتور و نیز انبساط مجدد گاز می‌شود و در انتها، با گذر از دیفیوزر گاز کم انرژی و هم فشار با محیط به اتمسفر تخلیه می‌شود. از آنجایی که فرایند انبساط گاز در توربین به‌رغم فرایند تراکم در کمپرسور یک فرایند خودبه‌خود است؛ لذا توربین به مراحل کمتری نیاز دارد. دور نامی توربین توان ۷۷۰۰ دور در دقیقه معادل با حدوداً ۱۲۸ هرتز است؛ بنابراین برای راه‌اندازی ژنراتور تولید برق که می‌بایست فرکانس برق شهری ۵۰ هرتز را تأمین کند لازم است که از یک گیربکس کاهنده سرعت بین ژنراتور و توربین قدرت استفاده شود.

قدرت، در یک سرعت مشخص، دبی ثابتی را ایجاد کند. در این شرایط همه توان توربین فشار بالا به مصرف کمپرسور می‌رسد و توان خالص خروجی را می‌توان از توربین فشار پایین دریافت کرد.

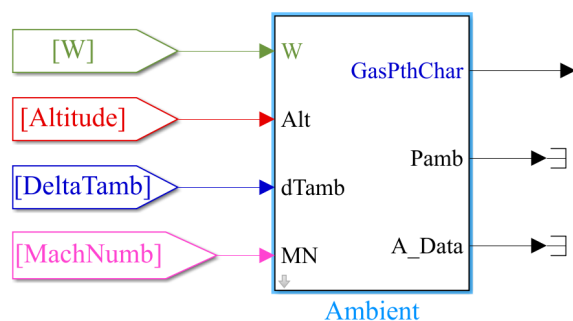


شکل (۱): اجزاء مسیر گاز توربین گازی IGT25 [۱۷].

## ۲-۱- معرفی اجزاء مسیر گاز

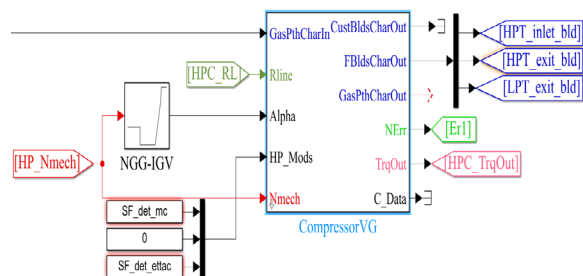
**۱) کمپرسور:** وظیفه کمپرسور فشرده‌سازی هوای مورد نیاز جهت احتراق است. همان‌طور که گفته شد کمپرسور توربین مورد مطالعه ده مرحله‌ای است. تمامی این ده مرحله را می‌توان به سه بخش تقسیم کرد. دو بخش اول در ۵ ردیف اول واقع شده و قسمت‌های کم‌فشار هستند و بخش سوم که ۵ ردیف آخری کمپرسور است و بخش پرفشار آن را تشکیل می‌دهد. هر مرحله دارای یک ردیف تیغه‌های متحرک و تیغه‌های ثابت است. تیغه‌های ثابت نقش تبدیل سرعت به فشار و نیز تنظیم جهت جریان به سمت مرحله بعد را بر عهده دارند. کمپرسور دارای یک حفره کم‌فشار بین مرحله ۲ و ۳ و یک حفره پرفشار بین مرحله ۵ و ۶ است [۱۶]. این دو حفره به شیرهای برداشت هوا روی پوسته کمپرسور ارتباط دارند. شیر متصل به حفره کم‌فشار حالت باینری دارد ولی میزان بازشدگی شیر حفره پرفشار قابل کنترل است. علاوه بر جلوگیری از پدیده سرج و استال در زمان شروع به کار توربین، شیرهای مذکور وظیفه خنک کاری توربین و نشت بندی را نیز بر عهده دارند. به طوری که از شیر برداشت هوای فشار پایین به‌عنوان نشت بند هوایی جهت جلوگیری از نشت روغن یا تاقان‌ها و از شیر فشار بالا به‌منظور خنک کاری دیسک‌های توربین توان استفاده می‌شود. لازم به ذکر است که جریان

ترتیب دبی سوخت، ارتفاع محیط، اختلاف دمای محیط با دمای استاندارد (دمای استاندارد در اینجا ۱۵ درجه سلسیوس لحاظ شده است) و عدد ماخ است. این بلوک خواص سیال عامل را بر اساس شرایط محیطی محاسبه می‌کند. به این صورت که با در دست داشتن بردارهای ارتفاع محیط، دمای استاتیک محیط و سایر پارامترهای مؤثر محیطی برای تعدادی نقطه مشخص و از طریق میان‌بایی خواص ترمودینامیکی چون دمای استاتیک سیال عامل، فشار استاتیک سیال عامل، ثابت گاز و آنتالپی آن به‌عنوان یک حدس اولیه محاسبه می‌شود.



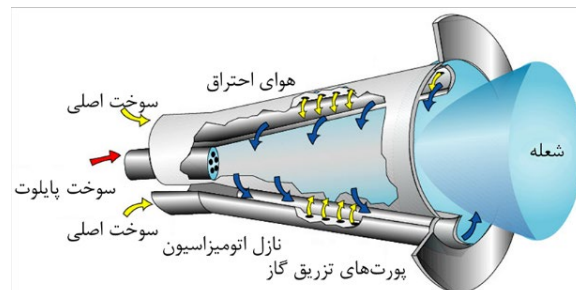
شکل (۳): بلوک مدل کننده شرایط محیطی.

(۲) بلوک کمپرسور: شکل ۴ بلوک کمپرسور را نشان می‌دهد. این بلوک از طریق روش جدول جست‌وجو، آنتالپی و آنتروپی ورودی را با داشتن دما و فشار ورودی و نسبت سوخت به هوا محاسبه می‌کند. ورودی‌های بلوک شامل مشخصات گاز که از بلوک ماقبل دریافت می‌شود، بتالاین، زاویه پره راهنمای ورودی، پارامترهای سلامت کمپرسور که در بخش شبیه‌سازی افت عملکرد در مورد آن صحبت می‌شود و دور کمپرسور است. علاوه بر این، بلوک، نقشه‌های کمپرسور را در قالب یک مجموعه ماتریس به‌عنوان ورودی دریافت می‌کند.



شکل (۴): بلوک کمپرسور و پره‌های راهنمای ورودی.

توربین ژنراتور به‌صورت مکانیکی به توربین توان وصل نیست و دور آن بر اساس توان درخواستی و شرایط محیطی به‌وسیله کنترلر تنظیم می‌شود. همین موضوع باعث شده تا توربین‌های گازی دومحوری در قیاس با نمونه‌های تک‌محوری بازه عملیاتی وسیع‌تری داشته باشند.



شکل (۲): نحوه اختلاط سوخت و هوا در مشعل [۱۶].

### ۳- مدل‌سازی ترمودینامیکی توربین گازی

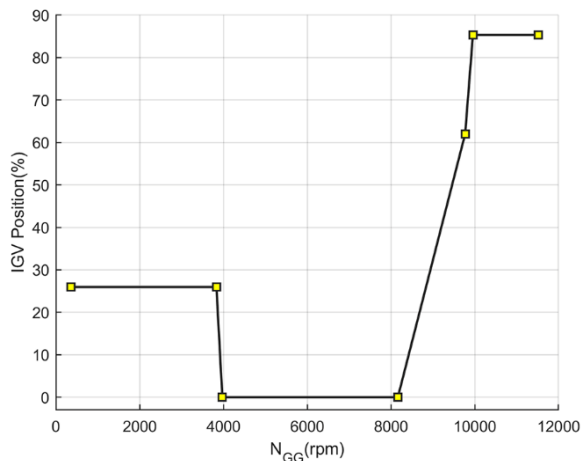
#### ۳-۱- معرفی جعبه‌ابزار T-MATS

جعبه‌ابزار T-MATS اولین بار توسط تعدادی از پژوهشگران سازمان ناسا جهت مدل‌سازی و تحلیل سیستم‌های ترمودینامیکی در سال ۲۰۱۴ ارائه شده است [۱۹]. بلوک کلیدی این جعبه‌ابزار که در نرم‌افزار متلب قابل استفاده بوده، حل‌کننده نیوتن-رافسون است که طی یک فرایند تکراری با در نظر گرفتن معادلات ترمودینامیکی حاکم بر اجزاء تا رسیدن به کمترین خطا، گام‌به‌گام به پیش می‌رود. از طریق این جعبه‌ابزار کلیه اجزاء اصلی توربین گازی در محیط سیمولینک متلب به‌صورت ماژولار قابل پیاده‌سازی بوده و در صورت لزوم می‌توان مؤلفه‌های دیگری را بنا بر نیاز و با توجه به قابلیت‌های سیمولینک به مدل اضافه کرد یا بلوک‌های تعریف شده توسط کاربر را به‌جای بلوک‌های T-MATS به حل‌کننده نیوتن-رافسون ارتباط داد. در ادامه روش مدل‌سازی هرکدام از اجزاء اصلی توربین گازی IGT25 در محیط سیمولینک متلب و با کمک گرفتن از بلوک‌های T-MATS ارائه شده است.

#### ۳-۲- مدل‌سازی اجزاء مسیر گاز

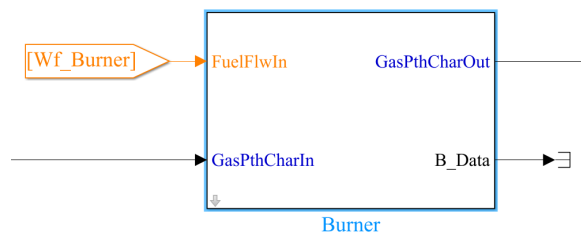
(۱) بلوک محیط: در شکل ۳ بلوک مدل کننده شرایط محیطی نمایش داده شده است. ورودی‌های این بلوک به

ارسال می‌کند. سپس در بلوک کمپرسور بر اساس زاویه پره‌های راهنما و با به‌کارگیری روابط (۱) و (۲) نقشه عملکردی کمپرسور تصحیح می‌شود. در عمل نقشه‌های عملکردی از قبل برای تعداد مشخصی از زاویه‌های راهنما، به بلوک کمپرسور ارائه شده است و برای زوایایی غیر از آن، میان‌یابی صورت می‌گیرد تا نقشه مناسب برای هر دور تولید شود. خروجی‌های اصلی مدل کمپرسور نیز شامل مشخصات سیال بلید شده، مشخصات سیال در خروجی، خطای بلوک و گشتاور خروجی است.



شکل (۵): درصد باز شدن پره‌های راهنمای ورودی در هر دور.

**۳) بلوک محفظه احتراق:** شکل ۶ بلوک مدل کننده محفظه احتراق را نشان می‌دهد. ورودی‌های این بلوک شامل دبی سوخت و مشخصات سیال عامل است که از بلوک کمپرسور دریافت شده است. خروجی اصلی مدل نیز مشخصات گاز خروجی از محفظه احتراق است. در اینجا افت فشار لحاظ شده برای مدل محفظه ۵ درصد، راندمان محفظه ۹۹/۵ درصد و نوع سوخت در شبیه‌سازی گازوئیل در نظر گرفته شده که با تنظیم ارزش حرارتی سوخت روی مقدار ۴۳ مگاژول بر کیلوگرم قابل اعمال است.



شکل (۶): بلوک محفظه احتراق.

هرگونه تغییر در زاویه پره‌های کمپرسور به معنی تغییر در هندسه آن است و لذا برای مدل‌سازی آن به‌ناچار باید نقشه‌های عملکردی کمپرسور را متناسب با آن تغییر داد. این کار از طریق اعمال ضرایب تأثیر بر نقشه قابل‌دستیابی است. در اینجا سه ضریب تصحیح ارائه شده در زیر به صورت تابعی از درصد بازشدگی پره‌های راهنمای ورودی ( $\alpha$ ) لحاظ شده است:

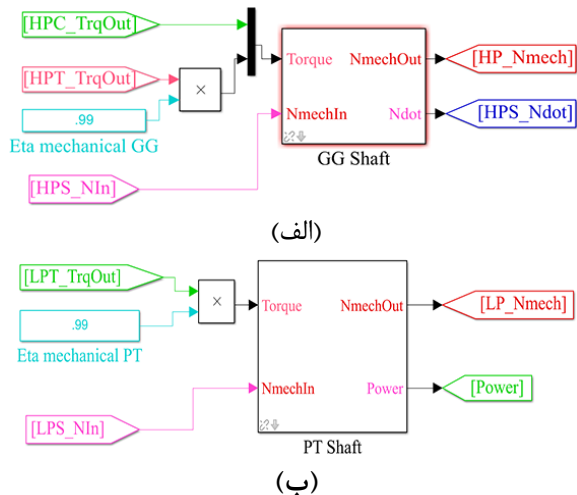
$$PR_{cco} = \dot{m}_{cco} = 2.90667 \times 10^{-3} \times \alpha + 0.819787 \quad (1)$$

$$\eta_{cco} = 1.66667 \times 10^{-4} \times \alpha + 0.9896667 \quad (2)$$

چنانکه در روابط فوق مشهود است ضریب تصحیح برای اصلاح نسبت فشار ( $PR_{cco}$ ) و دبی جرمی ( $\dot{m}_{cco}$ ) یکسان بوده و متفاوت از ضریب تصحیح راندمان ( $\eta_{cco}$ ) است. برای پی بردن به چگونگی استخراج روابط (۱) و (۲) خواننده به [۲۰] ارجاع داده می‌شود. پس از اینکه مشخص شد برای هر مقدار زاویه بازشدگی یا به عبارتی درصد بازشدگی پره راهنما باید چه ضریب تصحیحی لحاظ شود، اکنون باید مشخص شود که برای یک دور مشخص از توربین ژنراتور، میزان بازشدگی پره‌های راهنمای ورودی روی چه مقداری تنظیم می‌شود. رابطه میان بازشدگی پره‌های راهنما و دور توربین ژنراتور به صورتی است که در شکل ۵ تصویر شده است [۲۱]. در واقع الزامات سیستم کنترل برای توربین مورد مطالعه ایجاب می‌کند که زاویه پره‌ها از چنین الگویی پیروی کند. ذکر این نکته ضروری است که صفر بودن درصد بازشدگی تیغه‌ها در دوره‌های ۴۰۰۰ تا ۸۰۰۰ به مفهوم مسدود بودن مسیر عبور جریان از کمپرسور نیست بلکه به این معناست که در این دوره‌ها، توسط پره‌های راهنما، حداقل جریان ممکن از کمپرسور عبور داده می‌شود. در این بازه برای جلوگیری از خاموشی شعله پره‌های راهنمای ورودی تا حد ممکن بسته می‌مانند. بعد از آن پره‌ها از دور حدوداً ۸۰۰۰ (تقریباً از آغاز بارگذاری ۵۰ درصد) تا حوالی دور ۱۰۰۰۰ به جهت کنترل دما، متناسب با دور باز شده تا نهایتاً به حداکثر میزان بازشدگی خود برسد. بلوک NGG-IGV نمایش داده شده در شکل ۴ نمودار شکل ۵ را به صورت یک جدول جست‌وجو در خود دارد و با ورودی گرفتن دور توربوکمپرسور، میزان بازشدگی پره‌های راهنمای معادل با آن را به بلوک کمپرسور

$$\dot{N} = 60 \times \sum Torque / (2\pi \times J) \quad (3)$$

در رابطه فوق  $I$  ممان اینرسی جرمی محور و  $\dot{N}$  شتاب زاویه‌ای آن است. در اینجا دور محور هیچ تأثیری در محاسبات انجام‌شده درون بلوک ندارد به طوری که همین سیگنال بدون تغییر در خروجی ظاهر می‌شود. برای محور توربین توان کمی وضعیت متفاوت است؛ زیرا توربین توان قرار است به ژنراتور کوپل شود تا با چرخاندن محور آن توان الکتریکی با فرکانس ثابت را تولید کند؛ بنابراین عملاً دور توربین توان را می‌توان ثابت و غیرشتابدار فرض کرد. باید توجه کرد که در حالت واقعی کنترل‌کننده مسئول ثابت نگه‌داشتن دور محور توربین قدرت است. لذا گشتاور تولیدشده به وسیله توربین قدرت همان گشتاور مصرف‌شده در ژنراتور است و از حاصل ضرب این گشتاور در سرعت زاویه‌ای محور، میزان توان خالص محاسبه و به خروجی ارسال می‌شود. برای هر دو محور، راندمان مکانیکی برابر با ۹۹ درصد در نظر گرفته شده تا اثر ناشی از افت‌های مکانیکی محور در نظر گرفته شود.

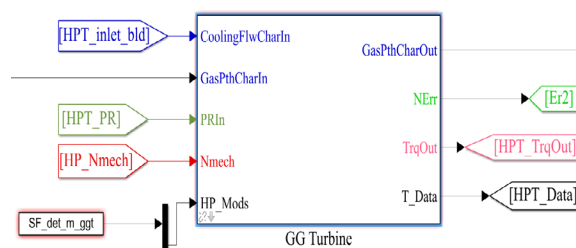


شکل (۸): بلوک‌های مدل‌کننده محورها: (الف) محور توربین ژنراتور؛ (ب) محور توربین قدرت.

### ۳-۳- ورودی‌ها و خروجی‌های حل‌کننده نیوتن-رافسون

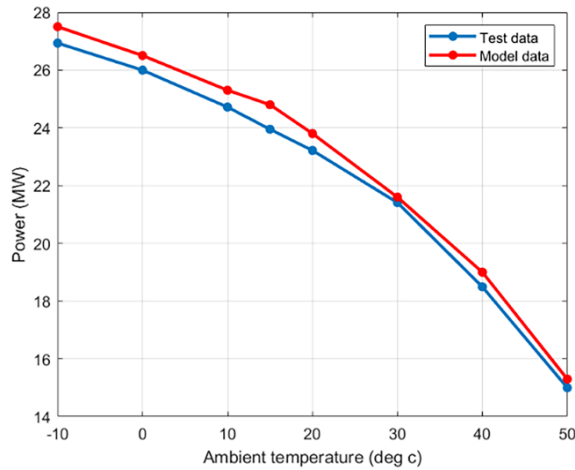
شکل ۹ ساختار حل‌کننده حالت‌پایای نیوتن-رافسون را نمایش می‌دهد. در این شکل متغیرهای مستقل و وابسته در نظر گرفته شده برای شبیه‌سازی حالت‌پایا نمایش داده شده است. علاوه بر خطایی که روی هر بلوک وجود دارد، شتاب

(۴) بلوک توربین: شکل ۷ ارائه‌دهنده بلوک توربین ژنراتور است که البته ساختار آن با توربین توان مشابه بوده و تنها در برخی پارامترهای تنظیم تفاوت دارد. ورودی‌های این بلوک شامل مشخصات سیال خنک کاری که از کمپرسور دریافت شده، مشخصات سیال که از محفظه احتراق دریافت شده، نسبت فشار توربین، دور توربین و پارامترهای سلامت هستند. خروجی‌های اصلی بلوک نیز شامل مشخصات گاز در خروجی توربین، خطای بلوک و گشتاور خروجی است.

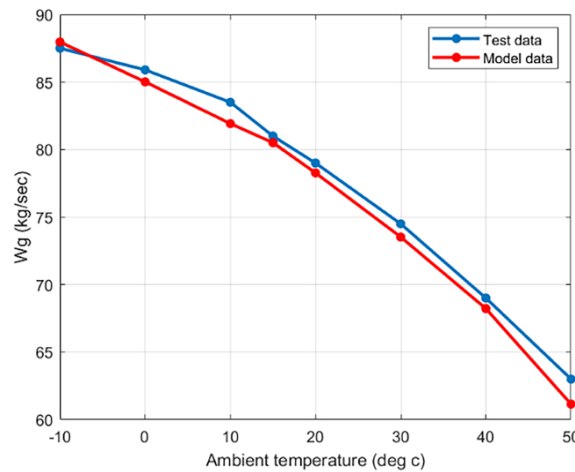


شکل (۷): بلوک توربین ژنراتور.

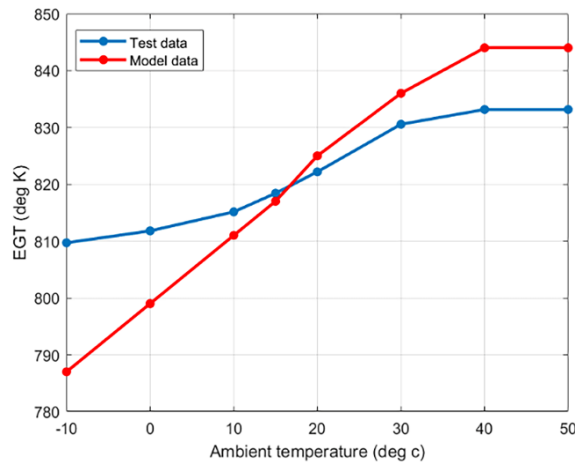
(۵) بلوک محور: شکل ۸ (الف) و (ب) بلوک محور توربین ژنراتور و توربین قدرت را نشان می‌دهد. به وسیله بلوک محور، عملکرد محور بر اساس معادلات دینامیکی مدل می‌شود. با توجه به دومحوری بودن توربین گازی مورد بررسی، نیاز هست که از دو بلوک مجزا یکی برای محور ارتباط‌دهنده توربین ژنراتور به کمپرسور و دیگری برای محور میان ژنراتور و توربین توان استفاده شود. از آنجاکه توربین گازی تحت بررسی در کاربرد ژنراتوری آن مدل‌سازی می‌شود، لذا ورودی‌ها و خروجی‌های بلوک‌ها تا حدی با هم متفاوت است. برای محور توربین ژنراتور ورودی‌های بلوک شامل گشتاور اعمال شده به کمپرسور، گشتاور تولیدی توربین ژنراتور، راندمان مکانیکی محور و دور محور است. در حالت پایا گشتاور لحاظ شده برای توربین با گشتاور کمپرسور برابری می‌کند و در حالت گذار هر مقدار که این دو گشتاور با هم اختلاف داشته باشند به همان نسبت سبب ایجاد حرکت زاویه‌ای شتاب‌دار در محور می‌شود. این اتفاق معمولاً در زمان شروع به کار توربین و گاهی در موارد تغییر بارگذاری حین کارکرد توربین ممکن است اتفاق بیفتد. خروجی‌های بلوک نیز شامل دور محور و شتاب زاویه محور است که با توجه به قانون دوم نیوتن از رابطه زیر قابل محاسبه است.



شکل (۱۰): مقایسه نتایج مدل با داده‌های واقعی، تغییر توان نسبت به دمای محیط.

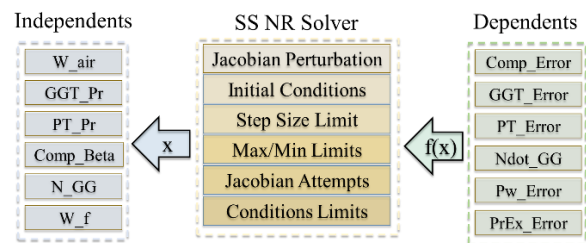


شکل (۱۱): مقایسه نتایج مدل با داده‌های واقعی، تغییر دبی گازهای خروجی نسبت به دمای محیط.



شکل (۱۲): مقایسه نتایج مدل با داده‌های واقعی، تغییر دمای گازهای خروجی نسبت به دمای محیط.

محور توربوکمپرسور، خطای مربوط به اختلاف توان درخواستی و توان خروجی و خطای مربوط به اختلاف فشار گاز تخلیه‌شده به اتمسفر و فشار اتمسفر نیز در نظر گرفته شده است و درازای کاهش این خطاها حل‌کننده مقدار دبی هوای ورودی به کمپرسور، نسبت فشار توربین ژنراتور، نسبت فشار توربین قدرت، بتالاین کمپرسور، دور محور توربوکمپرسور و دبی سوخت را محاسبه می‌کند. حل‌کننده در هر بار تکرار مقادیری برای پارامترهای مستقل به دست می‌آورد و از روی آن مقدار متغیرهای وابسته یعنی خطاهای در نظر گرفته‌شده را محاسبه می‌کند و این عمل را تا همگرا شدن به سمت خطای مطلوب ادامه می‌دهد. در هر نقطه که جواب موردنظر حاصل شود بلافاصله شبیه‌سازی متوقف خواهد شد. لازم به ذکر است که میزان خطای لحاظ شده در حلگر برای کلیه متغیرهای وابسته از مرتبه  $10^{-7}$  لحاظ شده است.



شکل (۹): ساختار ورودی‌ها و خروجی‌ها در حل‌کننده نیوتن-رافسون.

### ۳-۴- ارزیابی مدل حالت پایا با داده‌های واقعی

شکل ۱۰ توان خروجی توربین گازی در دماهای محیطی مختلف را نشان می‌دهد که در آن خروجی مدل با داده‌های واقعی ارائه‌شده توسط شرکت سازنده مقایسه شده است. همان‌طور که دیده می‌شود با کاهش دمای محیط میزان توان قابل دریافت از توربین گازی افزایش می‌یابد. همچنین در دماهای محیطی بالا، نقطه کاری به زیر خط کاری حالت پایا انتقال می‌یابد و توان دریافتی از توربین کاهش می‌یابد به نحوی که در دمای ۵۰ درجه سلسیوس توان خروجی کمتر از ۱۶ مگاوات شده است. در شکل ۱۱ و ۱۲ به ترتیب دبی و دمای گاز خروجی بین مدل و داده‌های تست مقایسه شده است. بیشترین خطا میان داده‌های مدل و داده‌های تست در دماهای محیطی سرد اتفاق افتاده است.



$$SF_{\eta,PT} = 1 + \frac{\Delta\eta_{PT}}{100} \quad (10)$$

در روابط فوق اندیس‌های C، GGT و PT به ترتیب به کمپرسور، توربین ژنراتور و توربین توان اشاره دارند و SF ضریب مقیاس است. از آنجا که در این پژوهش عیوب رسوب گرفتگی و فرسایش در اجزاء مورد بررسی قرار گرفته است، لذا نسبت و میزان انحراف پارامترهای سلامت به گونه‌ای به ورودی بلوک یک جزء خاص اعمال شده تا مطابق جدول ۱ عیوب مذکور در شدت‌های مختلف برای آن جزء تولید شود.

**جدول (۱):** رابطه میان عیوب فیزیکی و پارامترهای سلامت [۲۲].

عیب مسیر گاز	$\Gamma$	$\eta$	$\Gamma/\eta$
رسوب گرفتگی کمپرسور	$\Gamma_C \downarrow$	$\eta_C \downarrow$	$\sim 2/1$
فرسایش کمپرسور	$\Gamma_C \downarrow$	$\eta_C \downarrow$	$\sim 2/1$
رسوب گرفتگی توربین	$\Gamma_T \downarrow$	$\eta_T \downarrow$	$\sim 2/1$
فرسایش توربین	$\Gamma_T \uparrow$	$\eta_T \downarrow$	$\sim 2/1$

به‌عنوان نمونه، شکل ۱۳ بلوک توربین ژنراتور را نشان می‌دهد که در آن ورودی‌های SF\_det\_m\_ggt و SF\_det\_eta\_ggt اشاره به درصد انحراف از حالت نرمال ظرفیت جریان و راندمان آیزنتروپیک توربین ژنراتور دارد. برای مدل کردن توربین سالم، این ورودی‌ها صفر در نظر گرفته می‌شوند در غیر این صورت مطابق جدول ۱ می‌توان نسبت و میزان انحراف این پارامترها را برای عیب مورد نظر با شدت خاصی تنظیم کرد. لازم به ذکر است که در اینجا فرض شده است که حداکثر شدت عیب رسوب گرفتگی در کمپرسور زمانی اتفاق می‌افتد که افت راندمان در این جزء به ۲/۵ درصد رسیده باشد. این مقدار برای سایر عیوب رخ داده در کمپرسور، توربین ژنراتور و توربین توان ۲ درصد لحاظ شده است [۲۲]. تغییر دادن پارامترهای سلامت و اعمال عیوب با ترتیبی که در بالا ذکر شد نتایجاً باعث انحراف پارامترهای عملکردی مدل از حالت نرمال خود می‌شود. ولی باید در نظر داشت که نحوه و میزان انحراف پارامترهای عملکردی تحت اثر عیب تنها به نوع عیب وابسته نیست بلکه همچنین بستگی به حالت کنترلی و شرایط عملکردی که توربین گازی تحت آن کار می‌کند دارد. مثلاً چنانچه توربین گازی در حالت کنترل دما باشد، در عمل نحوه تنظیم شیر سوخت به‌وسیله کنترلر به‌گونه‌ای خواهد بود که

برای دمای گازهای خروجی بیشترین خطا وجود دارد که در دماهای محیطی منفی ۱۰ درجه سلسیوس مقدار آن ۳ درصد و در دمای ۵۰ درجه سلسیوس حدوداً ۱ درصد است. این خطاها ممکن است به دلایل مختلفی از جمله عدم مدل‌سازی سیستم ضد یخ که معمولاً از دمای ۵ درجه سلسیوس به پایین فعال می‌شود، عدم مدل‌سازی هوای خنک کاری که اثر خود را در دماهای بالا نشان می‌دهد و نیز عدم تطابق در نوع سوخت مصرفی لحاظ شده در مدل و تست ایجاد شده باشد.

### ۳-۵- شبیه‌سازی افت عملکرد اجزاء مسیر گاز

افت عملکرد ایجاد شده در توربین گازی که تحت تأثیر عیوب رخ می‌دهد خود را در انحراف ظرفیت جریان و راندمان آیزنتروپیک اجزاء اصلی نشان می‌دهد. لذا ظرفیت جریان و راندمان آیزنتروپیک را می‌توان به‌عنوان پارامترهایی برای ارزیابی سلامت توربین گاز لحاظ کرد.

مطابق رابطه ۴ ظرفیت جریان به‌صورت نسبت جریان جرمی بی‌بعد شده به جریان جرمی بی‌بعد شده در شرایط مرجع تعریف می‌شود:

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_j \sqrt{T_j}}{P_j} / \left( \frac{\dot{m}_j \sqrt{T_j}}{P_j} \right)_{Ref} \quad (4)$$

در این رابطه T دما، P فشار و  $\dot{m}$  دبی در مقطع z توربین گازی است. میان نسبت ظرفیت جریان به راندمان و هرکدام از عیوب مسیر گاز رابطه‌ای مشخص برقرار است. جدول ۱ چنین رابطه‌ای را برای برخی عیوب مسیر گاز ارائه داده است. بلوک‌های کمپرسور و توربین در T-MATS این قابلیت را دارند تا با دریافت درصد انحراف پارامترهای سلامت افت عملکرد متناظر با آن را شبیه‌سازی کنند. در این حالت نقشه‌های اجزاء به‌وسیله ضرایب مقیاس زیر برای حالت‌های عیب مختلف اصلاح می‌شود:

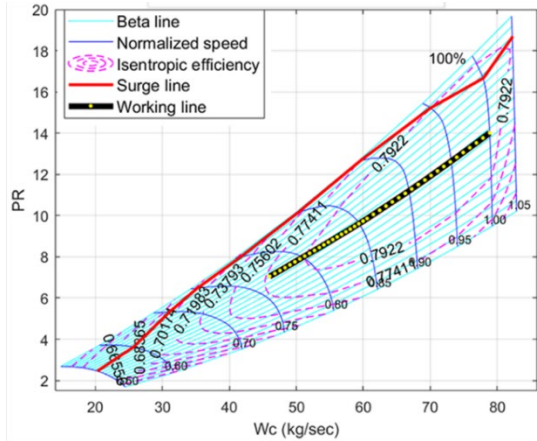
$$SF_{\Gamma,C} = 1 + \frac{\Delta\Gamma_C}{100} \quad (5)$$

$$SF_{\eta,C} = 1 + \frac{\Delta\eta_C}{100} \quad (6)$$

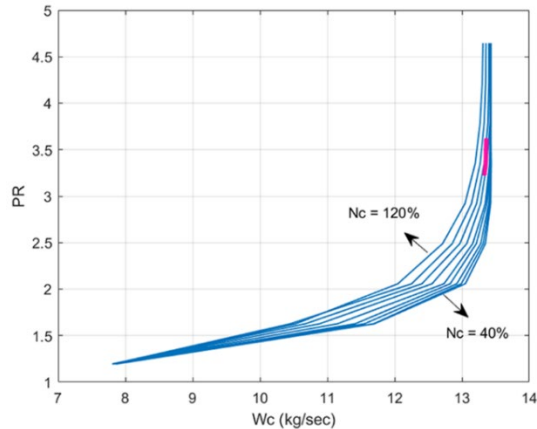
$$SF_{\Gamma,GGT} = 1 + \frac{\Delta\Gamma_{GGT}}{100} \quad (7)$$

$$SF_{\eta,GGT} = 1 + \frac{\Delta\eta_{GGT}}{100} \quad (8)$$

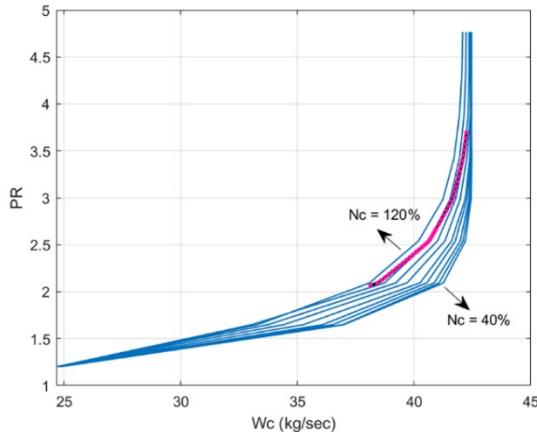
$$SF_{\Gamma,PT} = 1 + \frac{\Delta\Gamma_{PT}}{100} \quad (9)$$



شکل (۱۴): خط عملکردی توربین گازی روی نقشه کمپرسور.



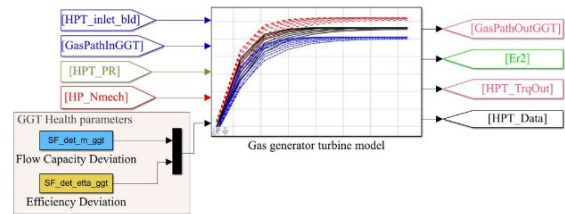
شکل (۱۵): خط عملکردی توربین گازی روی نقشه توربین ژنراتور.



شکل (۱۶): خط عملکردی توربین گازی روی نقشه توربین توان.

شکل ۱۷ توان تولیدی توربین‌ها و توان مصرفی کمپرسور را در مقابل سوخت نرمالایز شده نمایش داده است. نرمال‌سازی

حتی با وجود هرگونه عیب عملکردی، دمای ورودی به توربین دچار فرارفت از حد تعیین شده نشود. لذا در این شرایط انتظار نمی‌رود که مثلاً بروز عیب فرسایش در کمپرسور اثر خود را بر روی تغییر دمای خروجی توربین توان که رابطه مستقیمی با دمای ورودی توربین ژنراتور دارد نشان دهد. از آنجایی که توربین مورد مطالعه در کاربرد ژنراتوری آن بررسی شده است، در این تحقیق شبیه‌سازی افت عملکرد در حالت کنترل دور توربین توان انجام شده یا به عبارتی دور توربین توان ثابت فرض شده است. این امر در یک نیروگاه به‌نوعی تولید توان الکتریکی با فرکانس ثابت ۵۰ هرتز را تضمین می‌کند. همچنین در اینجا شرایط مختلف بارگذاری توربین بررسی شده و افت عملکرد در بارگذاری‌های ۱۰۰ درصد تا ۵۰ درصد شبیه‌سازی شده است.



شکل (۱۳): نحوه اعمال عیب به توربین ژنراتور.

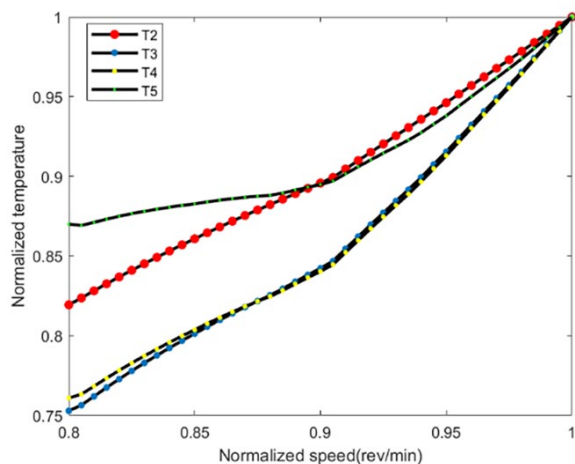
#### ۴- نتایج

##### ۴-۱- نتایج مدل‌سازی در حالت پایا

در شکل ۱۴ تا ۱۶ به ترتیب خط کاری کمپرسور، توربین ژنراتور و توربین قدرت روی منحنی‌های مشخصه نمایش داده شده است. این خطوط با محاسبه پارامترهای عملکردی توربین گازی به‌وسیله مدل حالت پایا به ازای دوره‌های مختلف محور توربوکمپرسور از ۱۰۰ درصد تا ۸۰ درصد و با گام‌های ۲ درصد به‌دست آمده است.

از آنجا که عملکرد پره‌های راهنمای ورودی مدل شده است لذا برای هر حالت پایا یک منحنی مشخصه برای کمپرسور وجود دارد ولی در شکل منحنی مشخصه مربوط به دور ۱۰۰ درصد نمایش داده شده است. چوک شدن جریان یعنی ثابت شدن دبی جرمی در نسبت فشارهای بالا روی منحنی توربین به‌خوبی دیده می‌شود. مشاهده می‌شود که در هنگام چوک شدن، نسبت فشار توربین ژنراتور محدود باقی‌مانده است.

می‌دهد. در جدول ۲ سایر پارامترهای عملکردی توربین گاز از جمله نرخ حرارت و نسبت فشارها در نقطه طراحی و در نقاط خارج از طرح ارائه شده است.



شکل (۱۸): نحوه تغییر دمای مقاطع مختلف نسبت به سوخت نرمالایز شده.

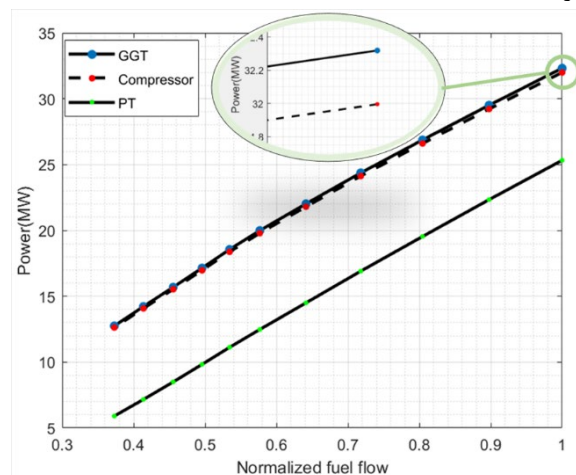
### ۴-۳- نتایج شبیه‌سازی افت کارایی

شکل‌های ۱۹ تا ۲۴ نتایج شبیه‌سازی افت عملکرد توربین گاز مورد مطالعه را نشان می‌دهند. در این نتایج چگونگی انحراف پارامترهای اندازه‌گیری توربین گازی در عیوب مختلف به خوبی قابل مشاهده است.

جدول (۲): نتیجه مدل‌سازی مشخصات عملکردی توربین IGT25 در نقطه طراحی و نقاط خارج از طرح در شرایط محیطی استاندارد.

HR (MJ/kwh)	EGT (K)	Wg (kg/s)	PT Power (MW)	PT PR -	GGT PR -	W <sub>f</sub> (kg/s)	TIT (K)	GG Power (MW)	CPR -	GG Speed (%)
۱۰/۳۸۱	۸۱۷	۸۰/۵۴۵	۲۴/۸	۳/۶۳۹	۳/۶۰۳	۱/۶۷۳	۱۴۰۴	۳۱/۹	۱۴/۰	۱۰۰
۱۰/۵۸۳	۷۹۶	۷۶/۴۲۵	۲۱/۸	۳/۴۵۲	۳/۵۹۴	۱/۵۰۲	۱۳۵۶	۲۹/۱	۱۳/۱	۹۸
۱۰/۸۵۰	۷۷۷	۷۲/۴۲۶	۱۹/۱	۳/۲۲۹	۳/۵۷۸	۱/۳۴۷	۱۳۰۹	۲۶/۵	۱۲/۲	۹۶
۱۱/۱۹۵	۷۵۸	۶۸/۴۴۰	۱۶/۵	۳/۱۰۲	۳/۵۶۰	۱/۲۰۱	۱۲۶۳	۲۴/۰	۱۱/۱	۹۴
۱۱/۶۷۲	۷۴۴	۶۴/۴۶۷	۱۴/۲	۲/۸۱۷	۳/۵۲۷	۱/۰۷۴	۱۲۲۱	۲۱/۷	۱۰/۵	۹۲
۱۲/۲۰۳	۷۳۲	۶۰/۹۴۰	۱۲/۲	۲/۶۴۶	۳/۴۹۳	۰/۹۶۶	۱۱۸۳	۱۹/۷	۹/۷	۹۰
۱۲/۶۹۵	۷۲۶	۵۸/۳۰۹	۱۰/۹	۲/۵۲۷	۳/۴۶۵	۰/۸۹۶	۱۱۵۹	۱۸/۳	۹/۲	۸۸
۱۳/۳۵۶	۷۲۴	۵۵/۶۱۷	۹/۶	۲/۴۲۱	۳/۴۱۸	۰/۸۳۳	۱۱۳۷	۱۶/۹	۸/۷	۸۶
۱۴/۲۰۳	۷۲۰	۵۲/۷۵۹	۸/۳	۲/۳۰۶	۳/۳۶۶	۰/۷۶۶	۱۱۱۳	۱۵/۵	۸/۲	۸۴
۱۵/۳۰۶	۷۱۵	۴۹/۷۵۴	۷/۰	۲/۱۸۴	۳/۳۱۲	۰/۶۹۶	۱۰۸۵	۱۴/۱	۷/۶	۸۲
۱۶/۷۴۶	۷۱۱	۴۶/۶۵۱	۵/۸	۲/۰۶۷	۳/۲۴۱	۰/۶۲۹	۱۰۵۷	۱۲/۶	۷/۱	۸۰

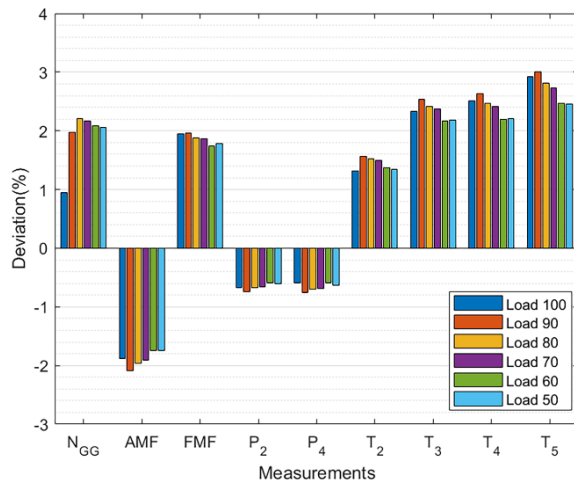
در این شکل و نتایجی که در ادامه ارائه می‌شود، نسبت به مقدار پارامتر در نقطه طراحی انجام شده است. چنانکه در شکل ۱۷ مشهود است، یک اختلاف جزئی بین توان تولیدی به وسیله توربین ژنراتور و توان مصرف شده در کمپرسور وجود دارد، این میزان اختلاف به دلیل وجود افت‌های مکانیکی در محور توربوکمپرسور بوده که در مدل‌سازی اثر آن در نظر گرفته شده است.



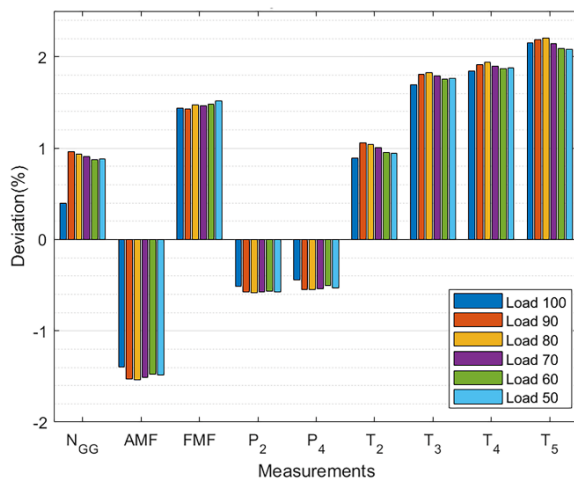
شکل (۱۷): چگونگی تغییر توان کمپرسور، توربین ژنراتور و توربین توان نسبت به سوخت نرمالایز شده.

در شکل ۱۸ دمای نرمالایز شده مقاطع مختلف توربین گازی در مقابل سوخت نرمالایز شده ترسیم شده است که رفتاری خطی با شیبی ثابت را تا دور ۹۰ درصد برای همه دماها نشان

۲۴ جلب توجه می‌کند این است که برخی عیوب عملکردی حساسیت کمتری نسبت به نوع بارگذاری از خود نشان داده‌اند حال آنکه در برخی دیگر این حساسیت زیاد است؛ مثلاً با وقوع عیب فرسایش تیغه‌های توربین ژنراتور، شکل ۲۲، پارامترهای عملکردی توربین گازی در تمامی بارگذاری‌ها، از ۵۰ درصد تا ۱۰۰ درصد، تقریباً به یک میزان انحراف از خود نشان داده‌اند.



شکل (۱۹): نحوه تغییر دور توربوکمپرسور، دبی هوا ورودی، دبی سوخت، فشار خروجی از کمپرسور، فشار خروجی از توربین ژنراتور، دمای خروجی از کمپرسور، دمای ورود به توربین ژنراتور، دمای ورود به توربین توان و دمای گازهای خروجی، با وقوع عیب رسوب گرفتگی تیغه‌های کمپرسور.

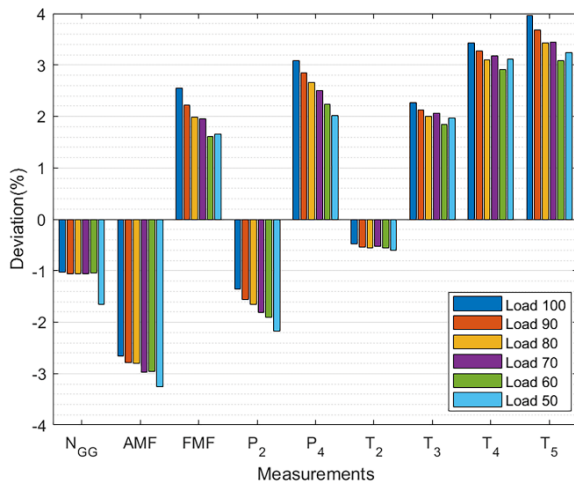


شکل (۲۰): نحوه تغییر دور توربوکمپرسور، دبی هوا ورودی، دبی سوخت، فشار خروجی از کمپرسور، فشار خروجی از توربین ژنراتور، دمای خروجی از کمپرسور، دمای ورود به توربین ژنراتور، دمای ورود به توربین توان و دمای گازهای خروجی، با وقوع عیب فرسایش تیغه‌های کمپرسور.

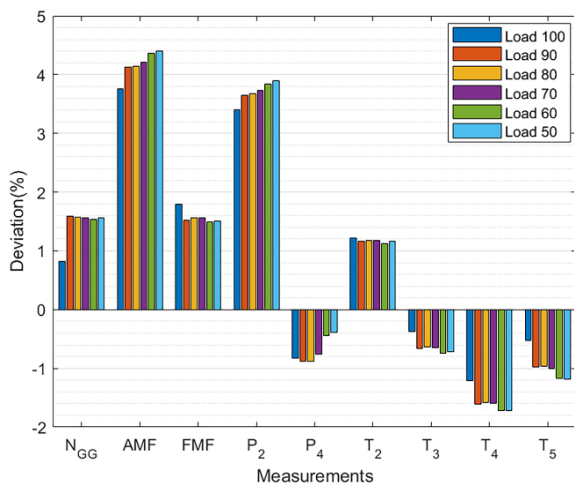
به‌عنوان مثال شکل ۱۹ تغییرات پارامترهای عملکردی توربین گاز را تحت تأثیر عیب رسوب گرفتگی کمپرسور و در حالت کنترل دور توربین توان نشان می‌دهد. با توجه به نتایجی که شکل ۱۹ ارائه می‌دهد، می‌توان چنین نتیجه گرفت که با وقوع عیب رسوب گرفتگی در کمپرسور، در همه شرایط بارگذاری از ۵۰ تا ۱۰۰ درصد، دور توربین ژنراتور، سوخت مصرفی، دمای هوای خروجی از کمپرسور، دمای سیال ورودی به توربین ژنراتور، دمای سیال ورودی به توربین توان و دمای گازهای خروجی نسبت به حالت سالم افزایش می‌یابد و در مقابل دبی هوای عبوری از کمپرسور، فشار خروجی از کمپرسور و فشار ورودی به توربین توان کاهش می‌یابد. همان‌گونه که در این شکل مشهود است، دمای گازهای خروجی پارامتری است که در اثر وقوع عیب رسوب گرفتگی تیغه‌های کمپرسور بیشترین انحراف را از حالت نرمال تجربه کرده است. میزان فرارفت از حالت نرمال برای پارامتر مذکور در بارگذاری کامل ۳/۸ درصد به‌دست‌آمده است. شکل ۲۰ نتیجه شبیه‌سازی عیب فرسایش تیغه‌های کمپرسور را نمایش داده است. در این شکل نیز دمای گازهای خروجی بیشتر از سایر پارامترها متأثر از عیب بوده است و انحراف آن از حالت نرمال حدوداً ۲/۲ درصد است. در شکل ۲۱ نتایج حاصل از عیب رسوب گرفتگی تیغه‌های توربین ژنراتور به تصویر کشیده شده است. حداکثر انحراف مربوط به فشار خروجی از کمپرسور و برابر با ۳/۴ درصد است. اثر فرسایش تیغه‌های توربین ژنراتور بر پارامترهای عملکردی در شکل ۲۲ نمایش داده شده است. در این حالت بیشترین انحراف برای فشار خروجی از کمپرسور اتفاق افتاده که حدوداً ۵/۷- درصد به‌دست‌آمده است. شکل ۲۳ و ۲۴ نیز به ترتیب نتایج حاصل از شبیه‌سازی عیوب رسوب گرفتگی و فرسایش تیغه‌های توربین توان را ارائه می‌دهند.

همان‌طور که در شکل‌های ۱۹ تا ۲۴ دیده می‌شود می‌توان گفت که علاوه بر نوع عیب به‌طور کلی شرایط بارگذاری توربین نیز با مقدار انحراف پارامترهای عملکردی ارتباط دارد. به‌بیان‌دیگر، شرایط عملکردی توربین گازی بر میزان انحراف پارامترهای اندازه‌گیری (که تحت تأثیر عیب به وجود آمده) اثرگذار است. چیزی که در نتایج ارائه‌شده در شکل‌های ۱۹ تا

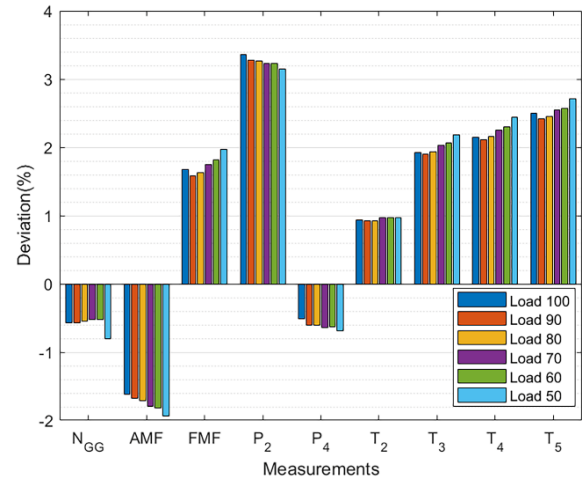
گرفتگی تیغه‌های توربین توان، شکل ۲۳، درصد بارگذاری در میزان انحراف پارامترهای اندازه‌گیری مؤثر است.



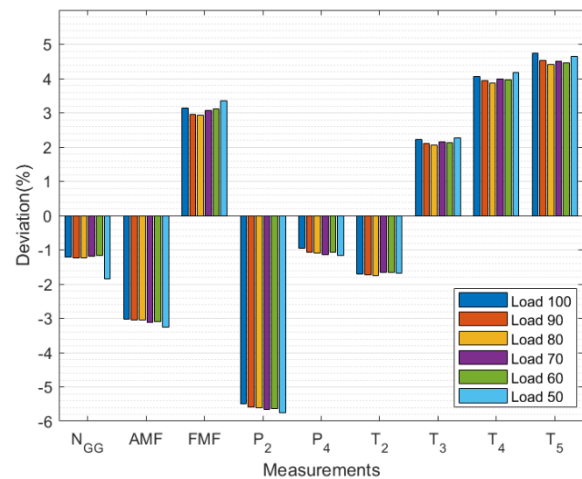
شکل ۲۳): نحوه تغییر دور توربوکمپرسور، دبی هوا ورودی، دبی سوخت، فشار خروجی از کمپرسور، فشار خروجی از توربین ژنراتور، دمای ورود به توربین ژنراتور، دمای ورود به توربین توان و دمای گازهای خروجی، با وقوع عیب رسوب گرفتگی تیغه‌های توربین توان.



شکل ۲۴): نحوه تغییر پارامترهای عملکردی، دور توربوکمپرسور، دبی هوا ورودی، دبی سوخت، فشار خروجی از کمپرسور، فشار خروجی از توربین ژنراتور، دمای ورود به توربین کمپرسور، دمای ورود به توربین ژنراتور، دمای ورود به توربین توان و دمای گازهای خروجی، با وقوع عیب فرسایش تیغه‌های توربین توان.



شکل ۲۱): نحوه تغییر دور توربوکمپرسور، دبی هوا ورودی، دبی سوخت، فشار خروجی از کمپرسور، فشار خروجی از توربین ژنراتور، دمای ورود به توربین ژنراتور، دمای ورود به توربین توان و دمای گازهای خروجی، با وقوع عیب رسوب گرفتگی تیغه‌های توربین ژنراتور.



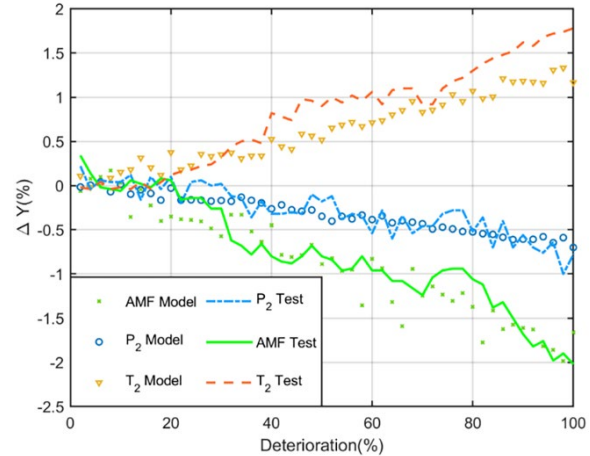
شکل ۲۲): نحوه تغییر دور توربوکمپرسور، دبی هوا ورودی، دبی سوخت، فشار خروجی از کمپرسور، فشار خروجی از توربین ژنراتور، دمای ورود به توربین ژنراتور، دمای ورود به توربین توان و دمای گازهای خروجی، با وقوع عیب فرسایش تیغه‌های توربین ژنراتور.

برای نمونه دبی هوای ورودی در همه بارگذاری‌ها، ۳- درصد و دمای ورودی به توربین توان حدوداً ۴ درصد انحراف از حالت نرمال داشته است. این در حالی است که در عیب رسوب

جمع‌آوری شده از یک توربین مشابه مقایسه شده است [۲۴]. داده‌های ارائه‌شده در شکل ۲۵ روند تغییر فشار و دمای خروجی از کمپرسور و همچنین دبی هوای عبوری از آن را برای عیب رسوب گرفتگی کمپرسور در شدت‌های زوال مختلف از صفر تا ۱۰۰ درصد نشان می‌دهد. همان‌طور که دیده می‌شود، تطابق خوبی میان داده‌های شبیه‌سازی شده با داده‌های واقعی وجود دارد که این موضوع بر درستی نتایج شبیه‌سازی صورت گرفته، صحت می‌گذارد.

## ۶- نتیجه‌گیری

در این پژوهش افت کارایی توربین گاز ملی IGT25 تحت تأثیر عیوب رسوب گرفتگی و فرسایش اجزاء، با در نظر گرفتن اثر پره‌های راهنمای ورودی و در بارگذاری‌های مختلف از ۵۰ تا ۱۰۰ درصد، شبیه‌سازی شد. برای این منظور ابتدا مدل ترمودینامیکی از توربین گاز مورد مطالعه به کمک جعبه‌ابزار T-MATS توسعه داده شد سپس اجزاء اصلی توربین گازی شامل کمپرسور، محفظه احتراق، توربین ژنراتور و توربین قدرت به صورت بلوکی مدل‌سازی شده و در ادامه عملکرد مدل نهایی در دماهای محیطی مختلف مورد بررسی قرار گرفت. مشاهده شد که پارامتری که بیشترین انحراف را از داده‌های واقعی نشان می‌دهد، دمای گازهای خروجی است که خطای آن در دمای محیطی منفی ۱۰ درجه سلسیوس برابر با ۳ درصد و در دمای ۵۰ درجه سلسیوس حدوداً ۱ درصد است. همچنین دیده شد که توان خروجی از توربین قدرت با افزایش دمای محیط کاهش می‌یابد به طوری که در دمای ۵۰ درجه سلسیوس توان خالص دریافتی از توربین گاز کمتر از ۱۶ مگاوات می‌شود. در ادامه بر اساس مدل ارزیابی شده و با انحراف پارامترهای سلامت، عیوب رسوب گرفتگی و فرسایش تیغه‌ها، در حالت کنترل دور توربین توان شبیه‌سازی شد. نتایج شبیه‌سازی افت عملکرد نشان داد که با وقوع عیب رسوب گرفتگی در تیغه‌های کمپرسور، چنانچه دور توربین توان به وسیله کنترل‌کننده ثابت‌شده باشد، پارامترهایی چون دور توربین ژنراتور، سوخت مصرفی، دمای خروجی از کمپرسور، دمای ورودی به توربین ژنراتور، دمای ورودی به توربین توان و دمای گازهای خروجی نسبت به حالت سالم افزایش می‌یابد و در مقابل دبی هوای عبوری از کمپرسور،



**شکل (۲۵):** اعتبارسنجی نتایج مدل‌سازی عیب رسوب گرفتگی کمپرسور در شدت‌های مختلف با داده‌های واقعی شامل دبی هوای ورودی، فشار خروجی از کمپرسور و دمای خروجی از کمپرسور.

به‌عنوان نمونه دیده می‌شود که فشار خروجی از توربین ژنراتور در بارگذاری ۵۰ درصد حدوداً ۲ درصد انحراف را نشان می‌دهد، در حالی که در بارگذاری کامل میزان انحراف این پارامتر از حالت نرمال ۳ درصد است. همچنین فشار خروجی از کمپرسور از  $1/5$  درصد در بارگذاری کامل به  $2/2$  درصد در بارگذاری ۵۰ درصد رسیده است. برای نمونه دبی هوای ورودی در همه بارگذاری‌ها، ۳- درصد و دمای ورودی به توربین توان حدوداً ۴ درصد انحراف از حالت نرمال داشته است. این در حالی است که در عیب رسوب گرفتگی تیغه‌های توربین توان، شکل ۲۳، درصد بارگذاری در میزان انحراف پارامترهای اندازه‌گیری مؤثر است. به‌عنوان نمونه دیده می‌شود که فشار خروجی از توربین ژنراتور در بارگذاری ۵۰ درصد حدوداً ۲ درصد انحراف را نشان می‌دهد، در حالی که در بارگذاری کامل میزان انحراف این پارامتر از حالت نرمال ۳ درصد است. همچنین فشار خروجی از کمپرسور از  $1/5$  درصد در بارگذاری کامل به  $2/2$  درصد در بارگذاری ۵۰ درصد رسیده است.

داده‌های تولیدشده به وسیله مدل عملکردی خام و عاری از نویز است؛ لذا بر اساس میزان عدم قطعیتی که در [۲۳] ذکر شده مقداری نویز گوسی به هر کدام از پارامترهای اندازه‌گیری اضافه‌شده است و سپس به صورتی که در شکل ۲۵ به تصویر کشیده شده با برخی از داده‌های واقعی

راندمان آیزنتروپیک	$\eta$
تغییرات راندمان آیزنتروپیک کمپرسور	$\Delta\eta_c$
تغییرات راندمان آیزنتروپیک توربین ژنراتور	$\Delta\Gamma_{GGT}$
تغییرات راندمان آیزنتروپیک توربین توان	$\Delta\Gamma_{PT}$
ضریب مقیاس ظرفیت جریان کمپرسور	$SF_{\Gamma,c}$
ضریب مقیاس راندمان کمپرسور	$SF_{\eta,c}$
ضریب مقیاس ظرفیت جریان توربین ژنراتور	$SF_{\Gamma,GGT}$
ضریب مقیاس راندمان توربین ژنراتور	$SF_{\eta,GGT}$
ضریب مقیاس ظرفیت جریان توربین توان	$SF_{\Gamma,PT}$
ضریب مقیاس راندمان توربین توان	$SF_{\eta,PT}$
نرخ حرارت	HR
دمای گازهای خروجی	$(T_5)$ EGT
دبی جرمی گاز	Wg
دمای گاز ورودی به توربین ژنراتور	TIT
نسبت فشار کمپرسور	CPR
فشار خروجی از کمپرسور	$P_2$
فشار خروجی از توربین ژنراتور	$P_4$
دمای خروجی از کمپرسور	$T_2$
دمای ورود به توربین ژنراتور	$T_3$
دمای خروجی از توربین ژنراتور	$T_4$

### ۸- مراجع

- [1] Hanachi H, Mechefske C, Liu J, Banerjee A, Chen Y. Performance-Based Gas Turbine Health Monitoring, Diagnostics, and Prognostics: A Survey. IEEE Transactions on Reliability. 2018;67(3):1340-63.
- [2] Melino F, Morini M, Peretto A, Pinelli M, Ruggero Spina P. Compressor fouling modeling: relationship between computational roughness and gas turbine operation time. Journal of engineering for gas turbines and power. 2012;134(5).
- [3] Abass KO. Techno-Economic Analysis of Gas Turbine Compressor Washing to Combat Fouling. 2015.
- [4] Meher-Homji CB, Chaker MA, Motiwala HM, editors. Gas Turbine Performance Deterioration. Proceedings of the 30th turbomachinery symposium; 2001: Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories.
- [5] Urban LA. Gas turbine engine parameter interrelationships: Hamilton Standard Division of United Aircraft Corporation; 1969.

فشار خروجی از کمپرسور و فشار ورودی به توربین توان کاهش می‌خواهد بود. علاوه بر آن مشاهده شد که در زمان وقوع عیب، شرایط عملکردی توربین گازی بر میزان انحراف پارامترهای اندازه‌گیری اثرگذار است. در شبیه‌سازی صورت گرفته اثراتی چون خنک کاری تیغه‌ها و سیستم ضد یخ مدل‌سازی نشده است لذا بررسی اثرات موارد مذکور به‌خصوص در دماهای بسیار بالاتر یا پایین‌تر از دمای طراحی از جمله مواردی است که جا دارد در تحقیقات آتی به آن پرداخته شود.

### ۷- فهرست علائم

$\alpha$	درصد بازشدگی پره‌های راهنمای ورودی
$PR_{cco}$	ضریب تصحیح نسبت فشار
$\dot{m}_{cco}$	ضریب تصحیح دبی جرمی
$\eta_{cco}$	ضریب تصحیح راندمان آیزنتروپیک
$N_{GG}$	سرعت محور توربوکمپرسور
$\dot{N}$	شتاب زاویه‌ای محور
$J$	ممان اینرسی جرمی محور
Comp_Error	خطای بلوک کمپرسور
GGT_Error	خطای بلوک توربین ژنراتور
PT_Error	خطای بلوک توربین توان
Ndot_GG	شتاب زاویه‌ای محور توربوکمپرسور
Pw_Error	خطای مربوط به اختلاف توان درخواستی و توان خروجی
PrEx_Error	خطای مربوط به اختلاف فشار گاز تخلیه‌شده به اتمسفر و فشار اتمسفر
(AFM)W_air	دبی هوای ورودی به کمپرسور
GGT_Pr	نسبت فشار توربین ژنراتور
PT_Pr	نسبت فشار توربین توان
Comp_Beta	بتالاین کمپرسور
W_f	دبی سوخت
$T_j$	دما در مقطع $j$
$P_j$	فشار در مقطع $j$
$\dot{m}_j$	دبی در مقطع $j$
$\Gamma$	ظرفیت جریان
$\Delta\Gamma_c$	تغییرات ظرفیت جریان کمپرسور
$\Delta\Gamma_{GGT}$	تغییرات ظرفیت جریان توربین ژنراتور
$\Delta\Gamma_{PT}$	تغییرات ظرفیت جریان توربین توان

- thermodynamic systems (T-MATS) user's guide. 2014.
- [20] Gilani SI-u-H, Baheta AT, Rangkuti C, editors. Study the effect of variable vanes on performance of axial compressor for single shaft gas turbine cogeneration plant. 2009 3rd International Conference on Energy and Environment (ICEE); 2009: IEEE.
- [21] Montazeri-Gh M, Fashandi SAM. Application of Bond Graph approach in dynamic modelling of industrial gas turbine. *Mechanics & Industry*. 2017;18(4):410.
- [22] Escher P. Pythia: An object-orientated gas path analysis computer program for general applications. 1995.
- [23] Patel V, Kadiramanathan V, Kulikov G, Arkov V, Breikin T, editors. Gas turbine engine condition monitoring using statistical and neural network methods. IEE Colloquium on Modeling and Signal Processing for Fault Diagnosis (Digest No: 1996/260); 1996: IET.
- [24] Romessis C, Mathioudakis K, editors. Implementation of stochastic methods for industrial gas turbine fault diagnosis. *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*; 2005.
- [6] Saravanamuttoo H, MacIsaac B. Thermodynamic models for pipeline gas turbine diagnostics. 1983.
- [7] Aker G, Saravanamuttoo H. Predicting gas turbine performance degradation due to compressor fouling using computer simulation techniques. 1989.
- [8] Marschal D, Muir D, Saravanamuttoo H. Health monitoring of variable geometry gas turbines for the Canadian navy. *The American Society of Mechanical Engineers*. 345.
- [9] Provost M, editor COMPASS: a generalized ground-based monitoring system. COMADEM 89 International: Proceedings of the First International Congress on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management (COMADEM); 1989: Springer.
- [10] Kurz R, Brun K. Degradation in gas turbine systems. *J Eng Gas Turbines Power*. 2001;123(1):70-7.
- [11] Lee JJ, Kim TS. Development of a gas turbine performance analysis program and its application. *Energy*. 2011;36(8):5274-85.
- [12] Mohammadi E, Montazeri-Gh M. Simulation of full and part-load performance deterioration of industrial two-shaft gas turbine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2014;136(9).
- [13] Kim TS. Model-based performance diagnostics of heavy-duty gas turbines using compressor map adaptation. *Applied energy*. 2018;212:1345-59.
- [14] Liu Z, Karimi IA. Gas turbine performance prediction via machine learning. *Energy*. 2020;192:116627.
- [15] Salilew WM, Abdul Karim ZA, Lemma TA, Fentaye AD, Kyprianidis KG. Predicting the Performance Deterioration of a Three-Shaft Industrial Gas Turbine. *Entropy*. 2022;24(8):1052.
- [16] Nordström L. Construction of a Simulator for the Siemens Gas Turbine SGT-600. *Institutionen för systemteknik*; 2005.
- [17] Montazeri-Gh M, Nekoonam A. Gas path component fault diagnosis of an industrial gas turbine under different load condition using online sequential extreme learning machine. *Engineering Failure Analysis*. 2022;135:106115.
- [18] Soares C. Gas turbines: a handbook of air, land and sea applications: Elsevier; 2011.
- [19] Chapman JW, Lavelle TM, May RD, Litt JS, Guo T-H. Toolbox for the modeling and analysis of





## Thermodynamic Simulation of Fouling and Erosion in an Industrial Gas Turbine for Power Generation Applications

Ali Nekoonam<sup>1</sup>, Morteza Montazeri<sup>2\*</sup>

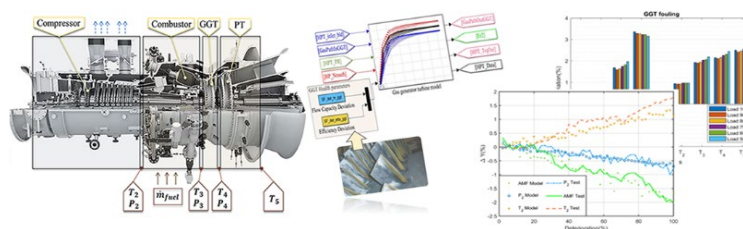
<sup>1</sup> Ph.D. Student, Faculty of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

<sup>2</sup> Professor, Faculty of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

### HIGHLIGHTS

- The IGT25 industrial gas turbine modeling for power generation applications using T-MATS.
- Simulation of performance deterioration.
- Simulation of fouling and erosion in gas path components
- Investigating the effect of deterioration on performance parameters in different loadings

### GRAPHICAL ABSTRACT



### ARTICLE INFO

#### Article history:

Article Type: Research paper

Received: 27 March 2023

Received in revised form: 26 March 2023

Accepted: 3 May 2023

Available online: 7 May 2023

\*Correspondence:

montazeri@iust.ac.ir

#### How to cite this article:

A. Nekoonam, M. Montazeri. Thermodynamic simulation of fouling and erosion in an industrial gas turbine for power generation applications. Journal of Aerospace Mechanics. 2023; 19(4):53-69.

#### Keywords:

IGT25 industrial gas turbine

Performance deterioration

Fouling

Erosion

Thermodynamic simulation

### ABSTRACT

In this research, the performance deterioration caused by the degradation of the main gas path components is simulated for the IGT25 industrial gas turbine. To this aim, after developing a thermodynamic model of IGT25 and verifying the model with real data it is applied to simulate the performance deterioration of the gas turbine. Considering the fouling and erosion as two common gas path faults, these two faults are simulated by deviating the flow capacity and isentropic efficiency and their effects on the performance parameters in the power turbine speed control mode are investigated. The results reveal that the occurrence of fouling on the compressor blade in the investigated control mode leads to a decrease in the gas generator turbine speed, fuel flow, compressor exhaust temperature, gas generator turbine inlet temperature, power turbine inlet temperature and exhaust gas temperature contrarily an increase occurs in air mass flow, compressor exit pressure and power turbine inlet pressure. According to the results, the maximum deviation from the normal condition due to fouling and erosion of the compressor blades observed in the exhaust gas temperature, which is 3.8% and 2.2%, respectively. It is found that the operating conditions of the gas turbine affect the amount of deviation of the performance parameters when a gas path fault occurs.