



بررسی تاثیر افزایش زبری سطح تیغه کمپرسور بر عملکرد یک میکروتوربین

سید صالح طالبی، ابوالقاسم مسگرپور طوسی*

دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۲۱ مهر ۱۳۹۴
بازنگری: ۲۰ بهمن ۱۳۹۴
پذیرش: ۹ اسفند ۱۳۹۴
ارائه آنلاین: ۲۶ مرداد ۱۳۹۵

کلمات کلیدی:

میکروتوربین گاز
افت عملکرد
آسیب کمپرسور
رسوب گذاری
زبری

چکیده: توربین گاز به دلیل شرایط عملکردی دشوار در معرض آسیب ناشی از رسوب گذاری، سایش و دیگر عوامل آسیب‌زا قرار دارد. رسوب گذاری کمپرسور مهمترین عامل افت عملکرد توربین گاز بوده و پیامد اصلی آن افزایش زبری سطح تیغه‌ها می‌باشد. هدف این مقاله بررسی تاثیر افزایش زبری سطح تیغه کمپرسور بر عملکرد یک میکروتوربین در بارهای جزئی و کامل و تعیین متغیرهای حساس به رسوب گذاری است. برای این کار از مشخصه یک کمپرسور گریز از مرکز در حالت سالم و سه زبری سطح مختلف جهت شبیه سازی عملکرد خارج از نقطه طراحی یک میکروتوربین استفاده شده است. شبیه سازی عملکرد میکروتوربین در حالت سالم صحنه گذاری شده است. تاثیر افزایش زبری بر عملکرد میکروتوربین محاسبه و حساسیت هر یک از متغیرهای عملکردی نسبت به افزایش زبری در بارهای مختلف، بررسی شده است. نتایج شبیه سازی نشان می‌دهد که شرایط ناشی از افزایش زبری تیغه کمپرسور باعث بهبود عملکرد بازتاب گرما و افزایش بازده میکروتوربین در دور ثابت می‌شود؛ اما به دلیل افزایش دمای ورودی توربین و عبور آن از حد مجاز، توان بیشینه مجاز کاهش می‌یابد. همچنین نتایج نشان می‌دهند که توان خالص، دمای ورودی محفظه احتراق و دمای خروجی توربین، بیشترین حساسیت را نسبت به افزایش زبری دارند. در حالی که دمای خروجی کمپرسور حساسیت کمی را نسبت به افزایش زبری نشان می‌دهد.

۱- مقدمه

با توجه به افزایش مداوم مصرف انرژی حرارتی، پیش بینی می‌شود که ظرف مدت ۱۰ سال آینده، مصرف انرژی از تولید انواع انرژی اولیه از جمله نفت و گاز فراتر رفته و کشور ایران به واردکننده انرژی تبدیل شود [۱]؛ از این رو اعمال تمهیدات مناسب در جهت افزایش بهره‌وری انرژی ضروری است. از جمله راهکارهایی که برای افزایش بازده تولید و توزیع برق توسعه یافته است، راهکار تولید پراکنده الکتریسیته با توان در محدوده کمتر از ۱۰۰۰ مگاوات، به جای تولید متمرکز است. تولید پراکنده به دلیل حذف اتلاف شبکه انتقال بازده بیشتری دارد [۲]. ضمناً در تولید متمرکز حدود ۷۰٪ از گرمای حاصل از احتراق سوخت، به صورت گاز داغ خروجی توربین از دست می‌رود که در تولید پراکنده می‌تواند برای مصارف گرمایش و سرمایش ساختمان‌ها بازیابی شود. بازیافت این بخش از گرما باعث افزایش چشمگیر بازده حرارتی تا بیش از ۸۰٪ می‌گردد.

میکروتوربین‌ها توربین‌های گازی با توان بین ۲۵ الی ۶۰۰ کیلووات هستند که اخیراً و پس از دستیابی به فن‌آوری ژنراتورهای سرعت بالا به طور گسترده برای تولید پراکنده برق مورد استفاده قرار می‌گیرند. پیش از این، انتخاب اصلی برای تولید پراکنده موتورهای دیزل بوده است. اما میکروتوربین‌ها در مقایسه با موتورهای دیزل، اطمینان‌پذیری بیشتر، انعطاف سوخت بیشتر، هزینه‌های عملیاتی کمتر، نسبت وزن به توان کمتر، سر و

صدای کمتر و آلودگی کمتری دارد [۳-۵]؛ لذا استفاده از آنها رو به گسترش است. میکروتوربین‌ها در مقایسه با توربین‌های گازی بزرگ، دبی هوای کمتر و نسبت فشار کمتری دارند و به همین دلیل از کمپرسور گریز از مرکز و توربین شعاعی استفاده می‌کنند. این موتورها به دلیل نسبت فشار کم کمپرسور، به بازتاب گرما^۱ مجهز هستند.

توربین‌های گاز همواره در معرض ذرات موجود در هوا و شرایط عملیاتی دشواری قرار دارند. به همین دلیل، آسیب اجزا و افت عملکرد آنها در اثر سایش و تنش‌های حرارتی و مکانیکی اجتناب‌ناپذیر است. افت عملکرد اجزا منجر به افزایش مصرف سوخت، کاهش توان، کاهش عمر اجزا، افزایش هزینه عملیاتی توربین گاز و حتی ناپایداری عملکرد آن می‌شود [۶]. هرچند با نصب فیلتر در دهانه ورودی کمپرسور می‌توان مشکلات ناشی از ذرات معلق را کاهش داد اما با افزایش غلظت ذرات، بخش قابل توجهی از آنها که عموماً قطری بین ۲ الی ۱۰ میکرون دارند، از فیلتر عبور کرده و باعث بروز مشکل در عملکرد موتور می‌شوند. بنابراین شرایط محیطی، گرد و غبار، نمک و دیگر ناخالصی‌های موجود در هوا باعث بروز پدیده‌های رسوب گذاری، خوردگی و سایش در توربین گاز می‌شود [۷و۸].

آسیب اجزای توربین گاز منجر به افزایش دمای ورودی توربین برای تولید توان خروجی یکسان می‌شود، که به نوبه خود می‌تواند باعث بروز خوردگی بیشتر در پره توربین شده و عمر توربین را کاهش دهد. ممکن است

فشار، دبی هوا و دبی سوخت نیز کاهش می‌یابد. همچنین در بار کامل، در صورتی که توان خروجی تثبیت شود، بازده توربین گاز، نسبت فشار کمپرسور و دبی هوای مصرفی کاهش می‌یابد. همچنین دمای ورودی و دمای خروجی توربین افزایش می‌یابد اما دمای خروجی کمپرسور تقریباً بدون تغییر باقی می‌ماند.

تأثیر تغییرات زبری و افزایش ضخامت تیغه بر عملکرد یک کمپرسور محوری در [۱۶] ارائه شده‌است. در این پژوهش برای بررسی تأثیر زبری بر عملکرد کمپرسور، مقادیر زبری مختلفی به طبقات مختلف کمپرسور اعمال شده است. به طوری که در طبقه اول بیشترین مقدار زبری اعمال شده و در طبقات بعدی زبری کمتر است. نتایج این پژوهش نشان داد که زبری باعث افت ۳/۳٪ بازده و ۱/۳٪ دبی جرمی در نقطه طراحی کمپرسور می‌شود.

تأثیر افزایش زبری سطح روتور و استاتور بر عملکرد یک توربین محوری در مرجع [۱۷] مطالعه شده‌است. در این مقاله با استفاده از شبیه‌سازی‌های سه‌بعدی نشان داده شد که افت عملکرد توربین با تغییر زبری رابطه کاهنده دارد و در ابتدای زبری افت عملکرد بیشتر است اما بعد از آن کم می‌شود.

به دلیل نوپا بودن فن‌آوری میکروتوربین‌ها عموماً تحقیقات کمتری در مورد آنها صورت گرفته و در دسترس است [۱۸]. مراجع [۱۸، ۱۹] تأثیر افت متغیرهایی از قبیل بازده کمپرسور و توربین و دبی آنها را بر عملکرد میکروتوربین مورد بررسی قرار داده‌اند. مرجع [۱۸] بدون اینکه به عامل بروز آسیب بپردازد، ضرایبی را پیشنهاد داده تا بر اساس آن افت عملکرد اجزای میکروتوربین را تقریب بزند. سپس از مشخصه حاصل از تقریب برای بررسی افت عملکرد اجزا استفاده کرده است. مرجع [۱۹] نیز ضرایبی را پیشنهاد کرده تا به وسیله آنها تأثیر هر یک از آسیب‌های رسوب‌گذاری، خوردگی، سایش و برخورد اشیا خارجی را بر مشخصه عملکرد توربین و کمپرسور تخمین بزند، سپس با استفاده از مشخصه آسیب‌دیده کمپرسور و توربین، افت عملکرد میکروتوربین را شبیه‌سازی کرده است. در این پژوهش نشان داده شد که در اثر بروز رسوب‌گذاری به ازای افت ۵٪ دبی اصلاح‌شده، مقدار بازده کمپرسور ۲/۵٪ کاهش می‌یابد. در این شرایط و به ازای تثبیت توان خروجی میکروتوربین، دمای خروجی توربین حدود ۲/۲٪ افزایش می‌یابد.

در مرجع [۲۰] با استفاده از شبیه‌سازی سه‌بعدی اثر افزایش زبری تیغه یک کمپرسور گریز از مرکز بر عملکرد آن محاسبه شده‌است. در این پژوهش عملکرد کمپرسور در حالت سالم و نیز سه زبری ۱۰، ۲۰ و ۳۰ میکرون شبیه‌سازی شده و مشخصه عملکرد^۴ کمپرسور محاسبه شده‌است.

در مرجع [۲۰] برای صحت‌سنجی شبیه‌سازی صورت گرفته در مورد عملکرد کمپرسور در حالت سالم و افزایش زبری از داده‌های تجربی مندرج در مراجع [۲۱] و [۲۲] استفاده شده‌است. مقایسه نتایج ارائه شده در مرجع [۲۰] با داده‌های تجربی، دقت قابل قبولی را نشان می‌دهد. به طوری که خطای شبیه‌سازی مرجع [۲۰] در دوره‌های مختلف عملکردی به ازای تیغه بدون زبری کمتر از ۵/۷ درصد و به ازای تیغه دارای زبری کمتر از ۵ درصد

دمای جدید بیشتر از دمای مجاز توربین باشد. در این صورت باید با کاهش توان تولیدی، دما را کم کرد تا به محدوده مجاز بازگردد. در اثر آسیب اجزا، یک توربین گاز صنعتی پس از ۳۰۰۰۰ ساعت کار، ممکن است تا ۲۰٪ دچار افت عملکرد شود. گرچه احتمال افت ۲٪ تا ۶٪ بیشتر است [۹]. بنابراین شناخت رفتار توربین گاز آسیب‌دیده جهت اجتناب از اتلاف سوخت و هزینه و پایش وضعیت توربین گاز اهمیت زیادی دارد [۸].

رسوب‌گذاری کمپرسور، موثرترین عامل افت عملکرد توربین گاز است به طوری که ۷۰٪ تا ۸۵٪ افت عملکرد توربین‌های گاز را شامل می‌شود [۱۲-۱۰]. رسوب‌گذاری معمولاً در اثر چسبیدن ذرات معلق در هوا به پره‌های توربین و کمپرسور ایجاد می‌شود و افت عملکرد ناشی از آن با شستشو، قابل بازیابی است. چسبیدن ذرات معلق به سطح تیغه، زبری آن را افزایش داده و منجر به تغییر خواص آیرودینامیکی آن می‌شود. تغییر خواص آیرودینامیکی باعث جلو افتادن آشفستگی لایه مرزی، کاهش بازده آیزنتروپیک، کاهش دبی، کاهش حاشیه امن سرج و تغییر مشخصه کمپرسور می‌شود [۶ و ۱۳]. کمپرسور تا حدود ۶۰٪ توان تولیدی توربین را مصرف می‌کند، بنابراین افت عملکرد آن تأثیر چشمگیری بر عملکرد کل سیکل خواهد داشت.

با پایش وضعیت توربین گاز می‌توان زمان بهینه برای تعمیر یا تعویض اجزای توربین گاز را پیش‌بینی کرده و از هزینه‌های تعمیر، نگهداری و عملکردی توربین گاز کاست. امروزه تحلیل مسیر گاز، یکی از مهمترین روش‌های پایش عملکرد و عیب‌یابی توربین‌های گاز است [۶]. در این روش متغیرهای مختلف عملکردی توربین‌های گاز در حالت آسیب اجزای آن محاسبه می‌شوند. این متغیرها شامل خواص فیزیکی مانند دما و فشار در مقاطع مختلف موتور و مشخصات کلی آن نظیر توان خروجی، بازده حرارتی^۱ و مصرف سوخت ویژه^۲ است [۱۴]. با بررسی انحراف این متغیرها نسبت به حالت سالم می‌توان میزان آسیب اجزا را محاسبه کرد و پیش‌بینی لازم را برای رفع آسیب آنها ارائه نمود. لذا دیگر نیازی به خاموش کردن موتور و بازرسی دوره‌ای برای بررسی وضعیت سلامت آن نخواهد بود بلکه بازرسی‌های بصری در صورت ظهور علائم احتمالی آسیب اجزای توربین گاز صورت می‌گیرد [۸]. این مزیت موجب شده تا تحقیقات زیادی در مورد بررسی تأثیر آسیب اجزای توربین گاز بر عملکرد آن صورت بگیرد.

افت عملکرد یک کمپرسور محوری در اثر عوامل خرابی (رسوب‌گذاری، سایش و افزایش لقی نوک پره) و تأثیر آن بر کارایی توربین گاز در مطالعه [۱۵] بررسی شده‌است. این پژوهش نشان داد که افت عملکرد کمپرسور در اثر رسوب‌گذاری در بارهای جزئی^۳ و به ازای تثبیت توان خروجی توربین گاز باعث می‌شود که دبی جرمی هوا و نسبت فشار کمپرسور کاهش یافته و دبی جرمی سوخت، دمای ورودی توربین و دمای خروجی توربین افزایش پیدا کنند. نتایج این پژوهش در بار کامل و به ازای تثبیت دمای ورودی توربین نشان داد که بازده و توان خروجی توربین گاز به شدت افت کرده و نسبت

- 1 Thermal efficiency
- 2 Specific fuel consumption
- 3 Part Loads

است.

- w_c : توان مصرفی کمپرسور، کیلو ژول بر کیلوگرم
- Cp_a : ظرفیت حرارتی ویژه هوا، کیلو ژول بر کیلوگرم بر کلونین
- T_{o1} : دمای سکون ورودی، کلونین
- η_c : بازده آیزنتروپیک کمپرسور
- P_{o2} : فشار سکون خروجی کمپرسور، پاسکال
- P_{o1} : فشار سکون ورودی کمپرسور، پاسکال
- γ_a : نسبت ظرفیت‌های گرمایی حرارتی هوا

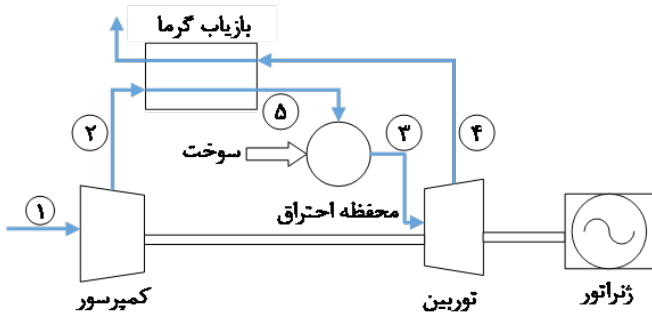


Fig. 1. Micro turbine layout
شکل ۱: شمای کلی میکروتوربین

در توربین های گاز هوای خروجی از توربین دمای بالایی دارد. اگر نسبت فشار کمپرسور کم باشد، می توان بخشی از گرمای خروجی توربین را بازیابی کرده و دمای خروجی از کمپرسور (ورودی به محفظه احتراق) را افزایش داد، برای این منظور از بازیاب گرما استفاده می شود. بسته به نوع میکروتوربین، بازیاب گرما می تواند بازده آن را تا دو برابر افزایش دهد. اما به دلیل افت فشار هوا ناشی از عبور از بازیاب گرما، توان خروجی ۱۰٪ الی ۱۵٪ کاهش می یابد [۲۳]. رابطه (۲) عملکرد بازیاب را بیان می کند.

$$T_{o5} = \varepsilon \cdot (T_{o4} - T_{o2}) + T_{o2} \quad (2)$$

T_{o4} : دمای سکون خروجی بازیاب، کلونین

ε : اثربخشی بازیاب

T_{o5} : دمای سکون خروجی توربین، کلونین

مقدار سوخت ایده آل مورد نیاز محفظه احتراق، برای رساندن دمای هوا

به دمای ورودی توربین از رابطه (۳) به دست می آید.

$$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = \frac{Cp_g T_{o3} - Cp_a T_{o5}}{LHV + Cp_f T_{o1} - Cp_g T_{o3}} \quad (3)$$

\dot{m}_f : دبی سوخت، کیلوگرم بر ثانیه

\dot{m}_a : دبی هوا، کیلوگرم بر ثانیه

Cp_g : ظرفیت حرارتی ویژه هوای داغ، کیلو ژول بر کیلوگرم بر کلونین

T_{o3} : دمای سکون ورودی توربین، کلونین

LHV : ارزش حرارتی سوخت، کیلوژول بر کیلوگرم

Cp_f : ظرفیت حرارتی ویژه سوخت، کیلو ژول بر کیلوگرم بر کلونین

شبیه سازی سه بعدی افت عملکرد یک کمپرسور در اثر افزایش زبری فرایندی زمان بر و پیچیده است و نتایج حاصل از آن اطلاعات ارزشمندی در مورد عملکرد کمپرسور در بر دارد اما آنچه اهمیت دارد این است که تاثیر این افت بر عملکرد کل سیکل در بارهای جزئی و کامل نیز محاسبه شود. با توجه به اینکه در میکروتوربین ها به دلیل ملاحظات نظیر دبی، اندازه و نسبت فشار از کمپرسور های گریز از مرکز استفاده می شود، لذا در پژوهش حاضر از نتایج شبیه سازی صورت گرفته در مرجع [۲۰] برای بررسی تاثیر افزایش زبری کمپرسور بر عملکرد یک میکروتوربین استفاده شده است. بدین منظور ابتدا معادلات حاکم بر عملکرد میکروتوربین در نقطه طراحی ارائه شده و با توجه به نمونه های تجاری و معادلات عملکردی، نقطه عملکرد طراحی یک موتور میکروتوربین به دست آمده است. در ادامه با به کارگیری مشخصه اجزاء مدلی برای شبیه سازی عملکرد خارج از طراحی میکروتوربین ارائه و صحت سنجی شده است. سپس با استفاده از این مدل عملکرد خارج از طراحی میکروتوربین در حالت سالم و زبری های مختلف به دست آمده و نتایج به صورت انحراف از حالت سالم ارائه شده است. همچنین حساسیت متغیرهای عملکردی تعیین شده و مورد تحلیل قرار گرفته است.

همان طور که پیش از این اشاره شد، پژوهش های فراوانی برای بررسی افت عملکرد توربین های گاز صنعتی مرسوم انجام شده است، اما نمی توان از آنها برای قضاوت در مورد رفتار میکروتوربین آسیب دیده استفاده کرد؛ زیرا پیکربندی میکروتوربین به دلیل وجود بازیاب گرما با توربین گاز معمولی متفاوت است. همچنین میکروتوربین ها از کمپرسور گریز از مرکز و توربین شعاعی استفاده می کنند در حالی که در توربین های گازی بزرگ از کمپرسور و توربین محوری استفاده می شود. ضمناً عملکرد خارج از طراحی میکروتوربین ها برخلاف توربین های گازی تک محوره مرسوم در دور متغیر است. این دلایل باعث می شود تا پژوهش حاضر در قیاس با کارهای مشابه صورت گرفته در مورد توربین گاز کاملاً جدید باشد. اما آنچه سبب می شود این پژوهش نسبت به بررسی های قبلی آسیب میکروتوربین ها هم کاری متمایز باشد، این است که مشخصه عملکرد کمپرسور آن در حالت آسیب دیده با استفاده از شبیه سازی سه بعدی و نه ضرایب تصحیح به دست آمده است.

۲- عملکرد میکروتوربین در نقطه طراحی

شمای کلی موتور میکروتوربین، در شکل ۱ نمایش داده شده است. اجزای اصلی این میکروتوربین عبارت است از کمپرسور، بازیاب گرما، محفظه احتراق، توربین و ژنراتور. با توجه به شکل ۱ توان مصرفی کمپرسور از رابطه (۱) به دست می آید.

رابطه (۱) بیانگر وابستگی توان مصرفی کمپرسور به فشار، دمای محیط، نسبت فشار و بازده آیزنتروپیک کمپرسور است.

$$w_c = Cp_a \cdot \frac{T_{o1}}{\eta_c} \cdot \left[\left(\frac{P_{o2}}{P_{o1}} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right] \quad (1)$$

توان تولیدی توربین از رابطه (۴) به دست می‌آید.

$$w_t = Cp_g \cdot \eta_t T_{o3} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{o4}}{P_{o3}} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \right] \quad (4)$$

w_t : توان تولیدی توربین، کیلو ژول بر کیلوگرم

η_t : بازده آیزنتروپیک توربین

P_{o4} : فشار سکون خروجی توربین، پاسکال

P_{o3} : فشار سکون ورودی توربین، پاسکال

γ_g : نسبت ظرفیت‌های گرمایی هوای داغ

نقطه طراحی موتور در نظر گرفته شده در پژوهش حاضر در مقایسه با نمونه‌های تجاری موجود در بازار در جدول ۱ نمایش داده شده‌است.

۳- عملکرد خارج از نقطه طراحی

اگر چه توربین‌های گاز ابتدا برای یک نقطه عملکردی طراحی می‌شوند. لکن عملکرد آنها در نقطه طراحی منوط به این است که همه عوامل تاثیرگذار بر عملکرد آن در نقطه طراحی باشند؛ برای مثال دما و فشار محیط، میزان توان مورد نیاز و حتی عملکرد خود اجزا از قبیل توربین و کمپرسور در نقطه طراحی باشد. اما به دلیل تغییر بار مصرفی و تغییر شرایط محیطی در ساعات مختلف شبانه روز و نیز فصول مختلف سال عملاً تثبیت شرایط بیرونی امکان پذیر نیست [۲۴].

به غیر از عوامل فوق، اجزای توربین گاز نیز به مرور زمان و به دلیل آسیب‌های مختلف از حالت طراحی دور می‌شوند. بنابراین پیش‌بینی عملکرد

توربین‌های گاز در خارج نقطه طراحی اهمیت پیدا می‌کند. پارامترهای عملکردی اجزای توربین گاز مانند بازده توربین و کمپرسور و اثربخشی بازیاب گرما در خارج از نقطه طراحی تغییر می‌کند لذا پارامترهایی عملکردی کل موتور مانند توان، بازده حرارتی و مصرف سوخت ویژه در این شرایط متفاوت خواهد بود.

شبیه‌سازی عملکرد خارج از طراحی برای شناخت رفتار میکروتوربین در این شرایط انجام شده و منجر به محاسبه متغیرهای عملکردی نظیر توان، بازده حرارتی و مصرف سوخت ویژه می‌شود. تغییرات مصرف سوخت ویژه با کاهش توان به عنوان عملکرد در بار جزئی شناخته می‌شود. این مشخصه از آن جهت بسیار اهمیت دارد که توربین گاز در بخش قابل توجهی از عمر عملیاتی خود در بار جزئی به سر می‌برد [۲۴]. بار جزئی، در واقع معیاری از عملکرد در خارج از نقطه طراحی می‌باشد.

برای پیش‌بینی رفتار موتور حین عملکرد در بار جزئی، متداول‌ترین روش، شبیه‌سازی صفربعدی است که به روش تحلیل خارج از طراحی نیز شناخته می‌شود. حل صفربعدی توربین گاز در شرایط خارج از طراحی، یافتن شرایطی است که در آن معادلات پیوستگی و انرژی ارضا می‌شود. به دلیل عدم وجود معادله مومنتوم، سرعت سیال در هیچ یک از مراحل به صورت مستقیم وارد نمی‌شود لذا ویژگی‌های سیال به صورت کل (فشار کل و دمای کل) محاسبه و استفاده می‌شود. استفاده از این روش، منوط به اطلاع از مشخصه عملکرد اجزای مختلف توربین گاز است. مشخصه اجزا با تعدادی نمودار یا معادله شناخته می‌شود. این مشخصه‌ها می‌تواند از طریق آزمایش مدل ساخته شده، روش‌های حل چندبعدی و یا تقریب از طریق

جدول ۱: مشخصات نقطه طراحی چند میکروتوربین تجاری در قیاس با نقطه طراحی انتخابی مطالعه حاضر

Table 1. Design point specification of several commercial micro turbine vs. current study

نام موتور و تولید کننده	توان (کیلووات)	بازده (درصد)	نسبت فشار	سرعت دورانی (دور بر دقیقه)	دمای ورودی توربین (کلوین)	دبی هوای (کیلوگرم بر ثانیه)
تی ۱۰۰، توربک ^۱ [۲۷-۲۵]	۱۰۵	۳۰	۴/۵	۷۰۰۰	۱۲۲۳	۰/۸
سی ۳۰، کپستون ^۲ [۲۸, ۲۹]	۳۰	۲۹	۳/۶	۹۶۰۰	۱۱۱۷	-
سی ۶۰، کپستون ^۳ [۲۷, ۲۸]	۶۰	۲۸	۴/۸	۹۶۰۰	۱۲۲۵	۰/۴۹
سی ۶۰۰، کپستون ^۴ [۳۰]	۶۰۰	۳۳	-	-	-	۴
تی‌ای ۱۰۰، سیستم‌های انرژی الیوت ^۵ [۲۷, ۳۱]	۱۰۰	۳۰	۴	۶۸۰۰	۱۱۴۳	-
میکرو-کوچ، آنسالدو ^۶ [۳۲]	۱۱۰	۳۴	۳/۹	۶۴۰۰	۱۲۲۳	۰/۹
۲۵۰ اس ام، تولید توان اینگرسول‌رند ^۷ [۲۷]	۲۵۰	۳۲	-	-	-	-
پژوهش حاضر	۴۷۷	۳۰	۴/۸	۵۰۰۰	۱۲۳۰	۲/۹۶

- 1 T100 Turbec
- 2 C30 Capstone
- 3 C60
- 4 C600
- 5 TA100 Elliot Energy Systems
- 6 Micro-cog Ansaldo
- 7 250 SM Ingersoll Rand Power works

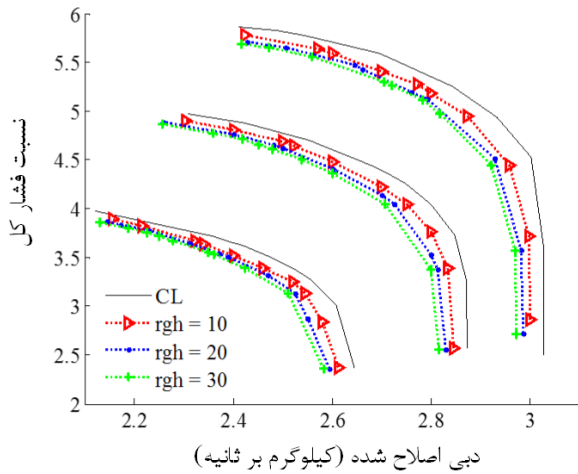


Fig. 2. Map of Compressor pressure ratio

شکل ۲: مشخصه دبی-نسبت فشار کمپرسور [۲۰]

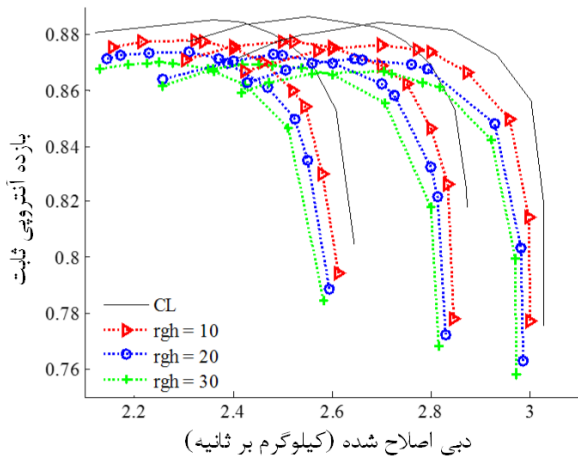


Fig. 3. Map of Compressor efficiency

شکل ۳: مشخصه دبی-بازده کمپرسور [۲۰]

شبه‌سازی انجام شده روی یک کمپرسور محوری که در مرجع [۲۱] ارائه شده، نشان می‌دهد که برای طبقه اول یک کمپرسور محوری میزان زبری ناشی از رسوب‌گذاری پس از ۴۵۰ ساعت کارکرد به ۱۰ میکرون پس از ۱۰۰۰ ساعت به ۲۰ میکرون و پس از ۱۶۵۰ ساعت به ۳۰ میکرون می‌رسد. اگرچه افزایش زبری کمپرسورهای گریز از مرکز احتمالاً رفتار متفاوتی در قبال مدت عملکرد دارد اما با توجه به موجود نبودن اطلاعات مشابه در مورد کمپرسور گریز از مرکز و به عنوان یک برآورد اولیه می‌توان از داده‌های فوق به عنوان معیاری برای افزایش زبری و در نتیجه افت عملکرد کمپرسور و میکروتوربین به ازای ساعت کارکرد آن استفاده کرد. بنابراین به عنوان یک برآورد اولیه می‌توان گفت که زبری سطح تیغه کمپرسور پس از حدود ۲۰ روز کارکرد به ۱۰ میکرون، پس از حدود ۴۰ روز به ۲۲ میکرون و پس از ۷۰ روز به ۳۰ میکرون می‌رسد. بنابراین بررسی تاثیر مقدار افزایش زبری اشاره شده در پژوهش حاضر معادل با بررسی تغییر رفتار میکروتوربین

روش‌های محاسباتی حاصل شود. با اعمال مشخصه اجزا و معادلات سازگاری^۱ حاکم بر آنها نقاط عملکردی^۲ میکروتوربین به دست می‌آید.

۳-۱- مشخصه کمپرسور

مشخصه کمپرسور بیانگر ارتباط بین چهار متغیر دبی اصلاح‌شده، سرعت دورانی اصلاح‌شده، بازده آیزنتروپیک و نسبت فشار کل است، که به ترتیب در روابط (۵-۸) تعریف شده‌اند.

$$WAC_c = \frac{\dot{m}_a \sqrt{T_{o1}/T_s}}{P_{o1}/P_s} \quad (5)$$

WAC_c : دبی اصلاح‌شده کمپرسور، کیلوگرم بر ثانیه

T_s : دمای استاندارد، کلوین

P_s : فشار استاندارد، کیلوپاسکال

$$N_{cor}^c = N / \sqrt{T_{o1}} \quad (6)$$

N_{cor}^c : سرعت دورانی اصلاح‌شده کمپرسور، دور بر دقیقه بر ریشه دوم

کلوین

N : سرعت دورانی محور میکروتوربین، دور بر دقیقه

$$\eta_c = (T_{o2}^s - T_{o1}) / (T_{o2} - T_{o1}) \quad (7)$$

T_{o2}^s : دمای سکون آیزنتروپیک خروجی کمپرسور، کلوین

$$PR_c = \frac{P_{o2}}{P_{o1}} \quad (8)$$

PR_c : نسبت فشار کمپرسور

با دانستن مقادیر دبی اصلاح‌شده و دور اصلاح‌شده کمپرسور، مقادیر دو متغیر دیگر از روی مشخصه کمپرسور به دست می‌آید. در این پژوهش از مشخصه کمپرسور گریز از مرکز اس.آر.وی ۳۲ مندرج در مرجع [۲۰] استفاده شده است. این مشخصه در شکل‌های ۲ و ۳ نشان داده شده است. در شکل ۲ با معلوم بودن دور اصلاح‌شده و دبی اصلاح‌شده، مقدار نسبت فشار کل به دست می‌آید و در شکل ۳ با معلوم بودن دور اصلاح‌شده و دبی اصلاح‌شده، بازده آیزنتروپیک به دست می‌آید. شکل‌های ۲ و ۳ نشان می‌دهند که افزایش زبری تیغه باعث می‌شود که در هر دور به ازای دبی ثابت، نسبت فشار و بازده آیزنتروپیک کمپرسور کاهش پیدا کند.

از نگاه دیگر می‌توان مشاهده کرد که مشخصه کمپرسور در هر دور، به سمت پایین و چپ جابجا می‌شود؛ یعنی به ناحیه‌ای با دبی، نسبت فشار و بازده کمتر. نکته دیگر که می‌توان در شکل‌های ۲ و ۳ مشاهده کرد این است که مقدار جابجایی مشخصه با افزایش زبری کاهش می‌یابد. بنابراین تغییر مشخصه با افزایش زبری نسبت خطی ندارد.

- 1 Compatibility Equation
- 2 Operating Points
- 3 SRV2

در بازه ۲۰ الی ۷۰ روزه خواهد بود.

۳-۲- مشخصه توربین

مشخصه توربین بیانگر ارتباط بین چهار متغیر دبی اصلاح شده، سرعت دورانی اصلاح شده، بازده آیزنتروپیک و نسبت فشار کل است. که به ترتیب در روابط (۹-۱۲) تعریف شده اند.

$$WAC_t = \frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{o3}/T_s}}{P_{o3}/P_s} \quad (9)$$

WAC_t : دبی اصلاح شده توربین، کیلوگرم بر ثانیه

\dot{m}_g : دبی گذرنده از توربین، کیلوگرم بر ثانیه

$$N'_{cor} = N / \sqrt{T_{o3}} \quad (10)$$

$$\eta_t = (T_{o3} - T_{o4}) / (T_{o3} - T_{o4}^s) \quad (11)$$

$$PR_t = \frac{P_{o3}}{P_{o4}} \quad (12)$$

N'_{cor} : سرعت دورانی اصلاح شده توربین، دور بر دقیقه بر ریشه دوم کلون

T_{o2}^s : دمای سکون آیزنتروپیک توربین، کلون

PR_t : نسبت فشار کل توربین

که با دانستن مقادیر دبی اصلاح شده و دور اصلاح شده توربین، مقادیر دو متغیر دیگر از روی مشخصه توربین به دست می آید. در این پژوهش از روش تقریب مشخصه توربین با استفاده از اطلاعات نقطه طراحی استفاده شده است.

۳-۲-۱- مشخصه دبی

رایج ترین روش تقریب مشخصه دبی توربین، روش رابطه بیضی است. در این روش با فرض استقلال دبی و نسبت فشار از دور کارکرد و با دانستن نقطه طراحی، از معادله بیضی برای بیان رابطه بین دبی و نسبت فشار توربین استفاده می شود [۳۳]. رابطه (۱۳) بیانگر مشخصه دبی توربین است.

$$\frac{\dot{m} \sqrt{T_{o3}}}{P_{o3}} = \left(\frac{\dot{m} \sqrt{T_{o3}}}{P_{o3}} \right)_D \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_{o4}}{P_{o3}} \right)^{\frac{n+1}{n}}}{1 - \left(\frac{P_{o4}}{P_{o3}} \right)_D^{\frac{n+1}{n}}}} \quad (13)$$

که در آن $n=1/3$ در نظر گرفته می شود. و زیروند D به معنی مشخصه نقطه طراحی است.

۳-۲-۲- مشخصه بازده بر نسبت فشار

برای تقریب زدن مشخصه بازده بر حسب نسبت فشار و دور اصلاح شده

توربین، از روش مقیاس کردن^۱ استفاده شده است. در این روش با به کارگیری مشخصه یک توربین مشابه به عنوان مرجع، مشخصه توربین مورد نظر مقیاس می شود [۳۴].

معادلات مورد استفاده در روش مقیاس کردن در روابط (۱۴-۱۶) بیان شده اند:

$$PR_t = \frac{(PR_D - 1)}{(PR_{D,Ref} - 1)} (PR_{Ref} - 1) + 1 \quad (14)$$

PR_D : نسبت فشار نقطه طراحی توربین مورد شبیه سازی

$PR_{D,Ref}$: نسبت فشار نقطه طراحی توربین مرجع مورد استفاده

PR_{Ref} : نسبت فشار نقطه عملکرد توربین مرجع

بنابراین به ازای هر نسبت فشار روی مشخصه عملکرد توربین مرجع می توان یک نسبت فشار مقیاس شده برای توربین مورد شبیه سازی محاسبه کرد.

$$\beta = \frac{N'_{cor}}{N'_{cor,D}} \quad (15)$$

β : سرعت دورانی اصلاح شده بی بعد

$N'_{cor,D}$: سرعت دورانی اصلاح شده نقطه طراحی، دور بر دقیقه بر ریشه دوم کلون

$$\eta_t = \frac{\eta_{t,D}}{\eta_{t,D,Ref}} \cdot \eta_{Ref} \quad (16)$$

$\eta_{t,D}$: بازده آیزنتروپیک نقطه طراحی توربین مورد نظر

$\eta_{t,D,Ref}$: بازده آیزنتروپیک نقطه طراحی توربین مرجع

η_{Ref} : بازده آیزنتروپیک توربین مرجع در خارج نقطه طراحی

در شبیه سازی حاضر از توربین تی ۱۰۰ به عنوان توربین مرجع استفاده شده است؛ مشخصه توربین تی ۱۰۰ در مرجع [۳۵] موجود است. مشخصه حاصل از مقیاس کردن در شکل ۴ نمایش داده شده است. در شکل ۴ با معلوم بودن دور اصلاح شده و نسبت فشار کل می توان مقدار بازده آیزنتروپیک را به دست آورد.

۳-۳- مشخصه محفظه احتراق

به دلیل اصطکاک دیواره محفظه و نیز افزایش سرعت ناشی از افزودن حرارت به هوا، مقداری از فشار هوا کاسته می شود [۳۶]. افت فشار ناشی از افزودن حرارت ناچیز بوده و در اغلب شبیه سازی ها قابل صرف نظر کردن است [۲۴]. سرعت جریان هوا در محفظه ی احتراق به اندازه ای پایین است که هوا در آن رفتاری تراکم ناپذیر دارد؛ بنابراین افت فشار در آن متناسب با هد دینامیکی آن خواهد بود [۳۷].

با داشتن افت فشار حالت طراحی می توان افت فشار خارج از نقطه طراحی را با استفاده از رابطه (۱۷) تقریب زد [۳۳].

۳-۵- مشخصه ژنراتور

مقدار توان تولیدی ژنراتور سرعت بالا، رابطه توانی با سرعت دورانی محور آن دارد. و بر اساس نتایج تجربی می‌توان از رابطه (۱۹) برای تقریب مشخصه ژنراتور استفاده کرد [۱۹].

$$W_{gen} = W_D \cdot \left(\frac{N}{N_D}\right)^{4.8} \quad (19)$$

W_{gen} : توان ژنراتور، کیلو وات

۳-۶- دستگاه معادلات خارج از نقطه طراحی میکروتوربین

با توجه به آنچه که در مورد مشخصه اجزا گفته شد از معادلات مشخصه اجزای میکروتوربین تعداد ۹ معادله به دست می‌آید: دو معادله مشخصه کمپرسور، سه معادله مشخصه بازیاب (دو معادله برای افت فشار گاز سرد و داغ و یک معادله برای اثربخشی)، دو معادله مشخصه توربین، یک معادله مشخصه محفظه احتراق و یک معادله مشخصه ژنراتور.

چهار معادله سازگاری نیز بر رفتار میکروتوربین حاکم است. این معادلات عبارتند از معادلات سازگاری کار، جرم، توزیع فشار و دور توربین و کمپرسور. رابطه (۲۰) معادله سازگاری کار نامیده می‌شود.

$$W_t = \frac{W_c}{\eta_m} + \frac{W_{gen}}{\eta_m} \quad (20)$$

W_t : توان توربین، کیلو وات

W_c : توان کمپرسور، کیلو وات

η_m : بازده مکانیکی

رابطه (۲۱) معادله سازگاری جرم نامیده می‌شود.

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_f \quad (21)$$

رابطه (۲۲) معادله سازگاری توزیع فشار نامیده می‌شود.

$$PR_t = PR_c \cdot \left(1 - \frac{\Delta P_o^{c,c}}{P_{o5}}\right) \cdot \left(1 - \frac{\Delta P_o^{Rec,c}}{P_{o2}}\right) \cdot \left(1 - \frac{\Delta P_o^{Rec,h}}{P_{o4}}\right) \quad (22)$$

$\Delta P_o^{c,c}$: افت فشار محفظه احتراق، کیلو پاسکال

$\Delta P_o^{Rec,c}$: افت فشار هوای سرد بازیاب گرما بین کمپرسور و محفظه

احتراق، کیلو پاسکال

$\Delta P_o^{Rec,h}$: افت فشار هوای گرم بازیاب گرما بین توربین و هوای آزاد،

کیلو پاسکال

P_{o5} : فشار هوای ورودی محفظه احتراق، کیلو پاسکال

رابطه (۲۳) معادله سازگاری دور توربین و کمپرسور نامیده می‌شود.

$$N'_{cor} = N_{cor}^c \cdot \sqrt{\frac{T_{o1}}{T_{o3}}} \quad (23)$$

بنابراین معادلات مشخصه و سازگاری در مجموع تشکیل ۱۳ معادله را

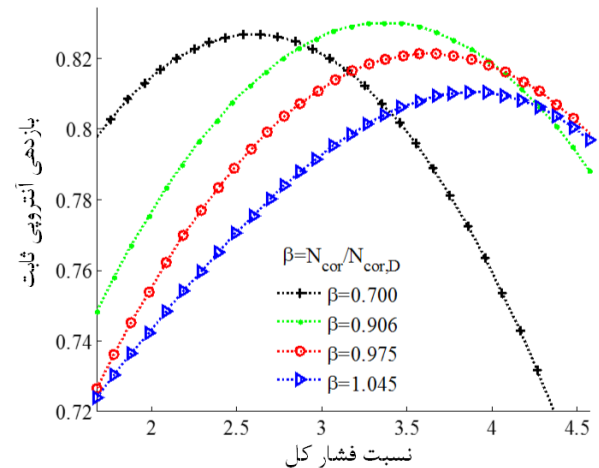


Fig. 4. Map of Turbine efficiency

شکل ۴: مشخصه نسبت فشار - بازده توربین با استفاده از اطلاعات مرجع [۳۵]

$$\frac{\Delta P_o}{P_o} = \left(\frac{\Delta P_o}{P_o}\right)_D \cdot \left[\left(\dot{m}\sqrt{T_o}/P_o\right) / \left(\dot{m}\sqrt{T_o}/P_o\right)_D\right]^2 \quad (17)$$

ΔP_o : مقدار افت فشار، کیلوپاسکال

بازده محفظه‌های احتراق معمولاً زیاد بوده و در بیشتر محدوده عملکردی موتور نیز ثابت می‌ماند. تاثیر تغییرات اندک بازده محفظه احتراق بر عملکرد کل موتور، نسبت به توربین و کمپرسور، ناچیز است [۲۴]. بنابراین در این پژوهش، بازده محفظه احتراق مقدار ثابتی در نظر گرفته شده است.

۳-۴- مشخصه بازیاب

عملکرد بازیاب گرما با دو متغیر اثربخشی و افت فشار سنجیده می‌شود. هدف از تعیین مشخصه بازیاب گرما محاسبه مقدار این دو متغیر در شرایط مختلف عملکرد آن است.

۳-۴-۱- اثربخشی

اثربخشی بازیاب گرما، تابعی از اثر بخشی نقطه طراحی و دبی هوای گذرنده از آن بوده و مقدار آن از رابطه (۱۸) قابل تقریب زدن است [۳۷].

$$\varepsilon = 1 - \frac{\dot{m}}{\dot{m}_D} \cdot (1 - \varepsilon_D) \quad (18)$$

که مجدداً زیروند D به معنی مقدار پارامتر در نقطه طراحی است.

۳-۴-۲- افت فشار

عامل افت فشار در بازیاب گرما همانند عامل افت فشار ناشی از اصطکاک در محفظه احتراق است، بنابراین می‌توان برای مشخصه خارج از نقطه طراحی نیز از رابطه (۱۷) استفاده کرد.

این شکل‌ها این است که تغییرات پارامترها، با افزایش زبری رفتاری اکیدا صعودی داشته، اما با تغییر بار ارتباط معنا داری ندارد.

به طور کلی می‌توان گفت، دبی سوخت مصرفی و مصرف سوخت ویژه در اثر افزایش زبری، کاهش یافته و بازده و دمای ورودی توربین افزایش می‌یابد.

جدول ۲: اعتبار سنجی شبیه‌سازی انجام شده با استفاده از داده‌های تجربی مربوط به موتور توربک ۱۰۰- [۳۵]

Table 2. Validation of Current study simulation using experimental data of T-100

دور اصلاح شده (rpm.s ⁻¹)			کمیت	
۴۰۱۷	۳۸۰۵	۳۳۸۲		
۰/۷۳۶۶	۰/۶۶۵۹	۰/۵۲۱۵	تجربی	دبی اصلاح شده (kgs ⁻¹)
۰/۷۴۱۵	۰/۶۶۶۷	۰/۵۱۵۳	مطالعه حاضر	
۰/۶۷٪	۰/۱۳٪	۱/۱۹٪	خطا	
۴/۲۲	۳/۷۷	۲/۹۴	تجربی	نسبت فشار
۴/۲۱۹	۳/۷۴۷	۲/۹۱۵	مطالعه حاضر	
۰/۰۲٪	۰/۶۱٪	۰/۸۵٪	خطا	
۱۲۰۸	۱۱۸۰	۱۱۳۰	تجربی	دمای ورودی توربین (K)
۱۲۰۶	۱۱۷۶	۱۱۴۸	مطالعه حاضر	
۰/۲۵٪	۰/۳۴٪	۱/۵۹٪	خطا	
۹۰	۷۰	۴۵	تجربی	توان (kW)
۹۳	۷۵	۴۷	مطالعه حاضر	
۳/۳۳٪	۷/۱۴٪	۴/۴۴٪	خطا	

جز مورد آخر (یعنی افزایش دمای ورودی توربین) باقی تغییرات، تغییرات مثبتی محسوب می‌شوند. این نتیجه که ظاهری گمراه‌کننده داشته و با رفتار توربین‌های گاز فاقد بازیاب کاملا متفاوت است، نمی‌تواند به تنهایی معیار قضاوت در مورد مثبت بودن تغییرات عملکردی میکروتوربین قرار گیرد. تحلیل بیشتر در مورد این موضوع در ادامه ارائه خواهد شد.

۴-۳- حساسیت متغیرهای عملکردی

مقدار متغیرهای عملکردی توربین در اثر آسیب اجزا تغییر می‌کند. اما این تغییر مقدار برای همه پارامترها یکسان نیست. برخی پارامترها حساسیت بیشتری دارند و با بروز آسیب در اجزا، به شدت کم یا زیاد می‌شوند اما برخی دیگر نسبت به آسیب اجزا واکنش کمی نشان می‌دهند. برای پایش وضعیت میکروتوربین، مهم است که متغیرهای حساس نسبت به هر آسیب شناخته شده‌باشند تا با سنجش و پایش همان متغیرها، پایش وضعیت کل میکروتوربین و آشکارسازی آسیب‌های مختلف اجزای آن امکان‌پذیر باشد.

شکل ۹ تغییر پارامترهای مصرف سوخت ویژه، دمای ورودی توربین، بازده حرارتی، دبی سوخت، دمای ورودی محفظه احتراق و دمای خروجی

می‌دهند؛ در حالی که با بررسی معادلات فوق پیداست که ۱۴ مجهول در آنها موجود است. با انتخاب دور عملکرد، دستگاه معادلات کاملا مقید شده و دارای یک جواب خواهد بود. روش‌های مختلفی برای حل یک دستگاه معادلات جبری وجود دارد، اما دو مساله باعث پیچیده شدن حل دستگاه مورد بحث می‌شود؛ اولاً این دستگاه شامل تعدادی معادله غیرخطی است که باعث می‌شود پاسخ به شدت نسبت به تغییر پارامترها حساس باشد یعنی نمی‌توان گام پیشروی را در حلقه از یک حد محدود بیشتر کرد؛ و ثانیاً در مورد مشخصه‌های کمپرسور و توربین، نیاز به میان‌یابی در فضای سه‌بعدی است. این دو ویژگی باعث می‌شود که در حالت عادی سرعت همگرایی حل دستگاه کم باشد. برای رفع این مشکل کد محاسبه‌گر طوری نوشته شده که با دریافت توان مورد نیاز و شرایط محیطی از کاربر ناحیه مناسب برای یافتن جواب را پیدا کرده و سپس با جستجو در این ناحیه نقطه عملکرد را محاسبه می‌کند.

۴-۲ نتایج و بحث

در بخش حاضر ابتدا عملکرد موتور تی ۱۰۰ توربک، شبیه‌سازی و جهت اعتبارسنجی ارائه شده‌است. سپس عملکرد موتور معرفی شده در بخش ۳، به ازای بارهای جزئی و کامل، در حالت‌های سالم و زبری‌های ۱۰، ۲۰ و ۳۰ میکرونی، شبیه‌سازی شده‌است. نتایج شبیه‌سازی به صورت تغییر نسبی متغیرهای عملکردی نسبت به حالت سالم ارائه شده و در نهایت نتایج حاصل مورد بحث قرار گرفته‌اند.

۴-۱- اعتبارسنجی شبیه‌سازی

با جایگزینی مشخصه اجزا در دستگاه معادلات حاکم بر عملکرد خارج از نقطه طراحی میکروتوربین، در نهایت امکان شبیه‌سازی عملکرد آن فراهم می‌آید. نتیجه شبیه‌سازی موتور تی ۱۰۰ توربک با استفاده از مشخصه‌های معرفی شده در این پژوهش و اطلاعات تجربی مندرج در مرجع [۳۵]، در جدول ۲ مقایسه شده‌است. همانطور که در جدول ۲ مشاهده می‌شود این روش دقت مناسبی را برای شبیه‌سازی عملکرد میکروتوربین نشان می‌دهد.

۴-۲- تاثیر افزایش زبری در بار جزئی

برای بررسی رفتار میکروتوربین در مقابل افزایش زبری و تغییر بار، سه زبری سطح مختلف ۱۰، ۲۰ و ۳۰ میکرونی پره کمپرسور در نظر گرفته شده و متغیرهای عملکردی به ازای بارهای ۵۴٪، ۷۸٪ و ۱۰۰٪ توان بیشینه، محاسبه شده‌اند. نتایج این محاسبات به صورت درصد تغییر نسبت به حالت

سالم پره، در شکل‌های ۵ تا ۸ نمایش داده شده‌است. شکل ۵، تغییر دبی سوخت را در شرایط بیان شده، نشان می‌دهد، شکل ۶ تغییر بازده حرارتی را نمایش می‌دهد. شکل ۷، نمایش‌گر تغییرات مصرف سوخت ویژه است. تغییرات دمای ورودی توربین در شکل ۸ نشان داده شده است. نقطه اشتراک

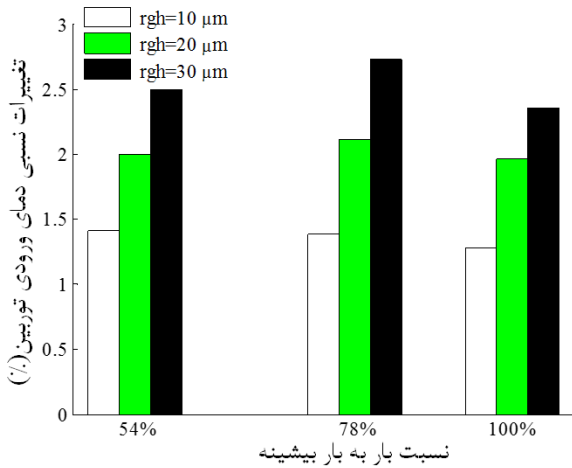


Fig. 8. Change of TIT due to roughness and load change

شکل ۸: تغییر دمای بیشینه به ازای تغییر زبری و بار

کمپرسور را در بارهای جزئی و به ازای زبری سطح ۳۰ میکرون نمایش می‌دهد. با توجه به شکل ۹ معلوم می‌شود که با افزایش زبری، مقدار متغیرهای بازده حرارتی، دمای خروجی کمپرسور (با زیروند ۲)، دبی سوخت و مصرف سوخت ویژه تغییر می‌کند. اما این تغییر، حساسیت کمی نسبت به مقدار بار دارد. یعنی تغییر نسبی متغیرهای اشاره شده به ازای بارهای مختلف تقریباً ثابت می‌ماند. اما دمای ورودی توربین (با زیروند ۳) و به خصوص دمای ورودی محفظه احتراق (با زیروند ۵) نسبت به تغییر بار حساسیت بیشتری دارند.

نکته دیگری که در شکل ۹ جلب توجه می‌کند، آن است که تغییر دمای خروجی کمپرسور نسبت به حالت سالم بسیار ناچیز بوده و کمتر از ۰/۲۵٪ است. علت این امر آن است که در اثر افزایش زبری، نقطه عملکرد در هر دور روی مشخصه کمپرسور به نقطه‌ای با نسبت فشار و بازده کمتر جابجا می‌شود و با توجه به رابطه (۱) این دو متغیر تاثیر متضاد روی توان مصرفی کمپرسور می‌گذارند و بنابراین تغییرات آنها یکدیگر را خنثی کرده و دمای خروجی کمپرسور تقریباً ثابت می‌ماند.

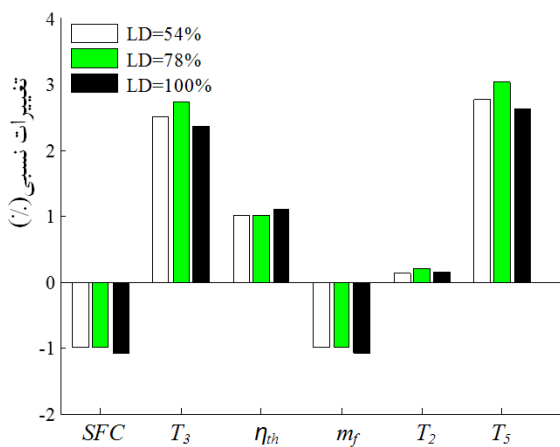


Fig. 9. Part load's performance parameters in roughness 30 μm

شکل ۹: تغییرات پارامترهای عملکردی به ازای بارهای مختلف و زبری ۳۰ میکرونی

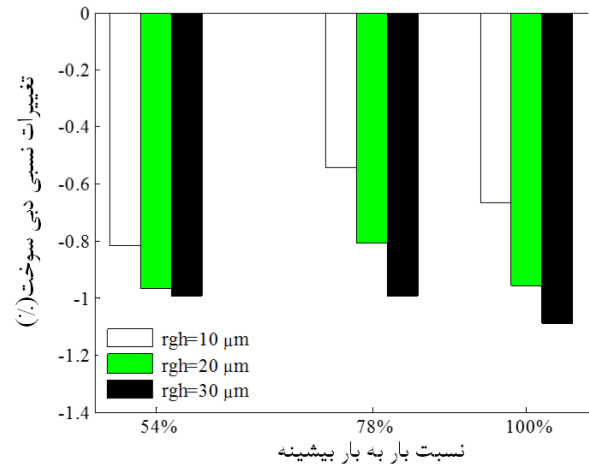


Fig. 5. Change of fuel flow rate due to roughness and load change

شکل ۵: تغییر دبی سوخت به ازای تغییر زبری و بار

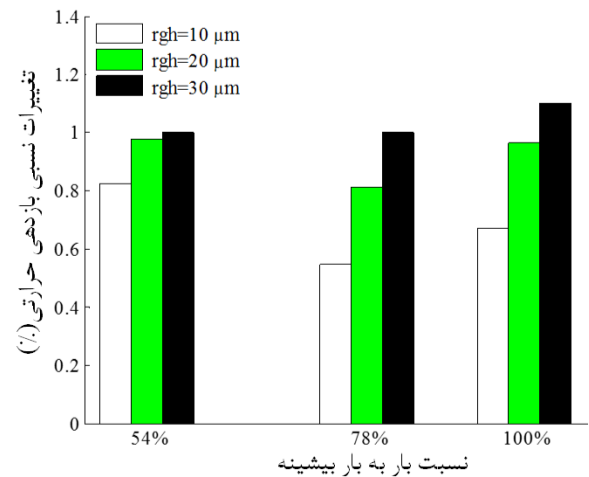


Fig. 6. Change of efficiency due to roughness and load change

شکل ۶: تغییر بازده به ازای تغییر زبری و بار

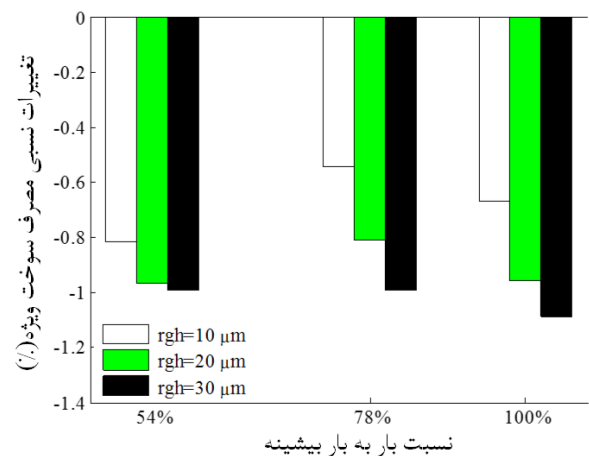


Fig. 7. Change of sfc due to roughness and load change

شکل ۷: تغییر مصرف سوخت ویژه به ازای تغییر زبری و بار

افزایش اثربخشی و کاهش افت فشار بازیاب به ترتیب در شکل‌های ۱۱ و ۱۲ نمایش داده شده‌اند.

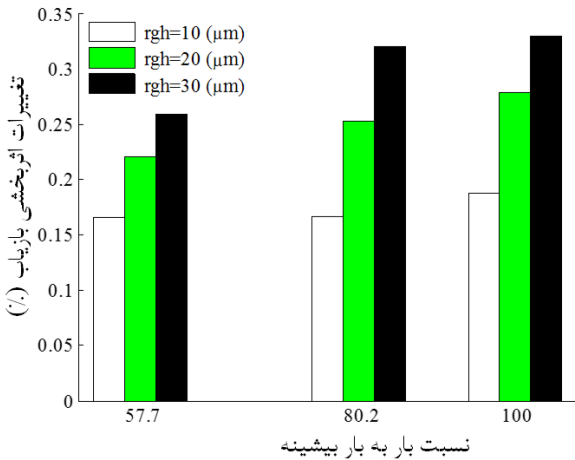


Fig. 11. Change of heat exchanger effectiveness due to roughness and load change

شکل ۱۱: تغییرات اثربخشی بازیاب به ازای تغییر زبری و بار

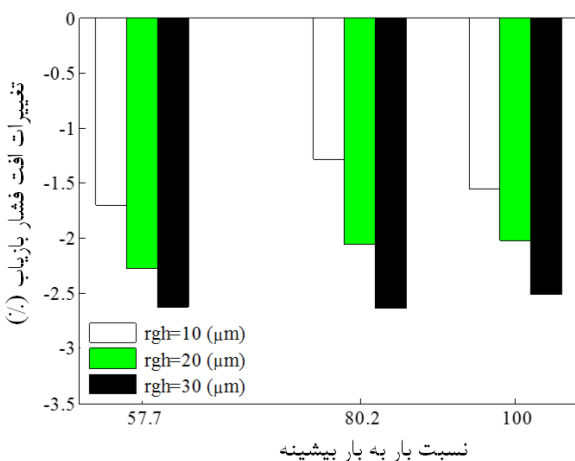


Fig. 12. Change of heat exchanger pressure loss due to roughness and load change

شکل ۱۲: تغییرات افت فشار بازیاب به ازای تغییر زبری و بار

افزایش دمای هوای تغذیه‌کننده بازیاب (دمای نقطه ۴) از یک سو و کاهش افت فشار و افزایش اثربخشی آن از سوی دیگر باعث بهبود عملکرد بازیاب می‌شود. در این حالت بازیاب گرما در مقایسه با محفظه احتراق سهم بیشتری از افزایش دمای خروجی کمپرسور دارد.

یعنی درصد افزایش گرمای مربوط به بازیاب نسبت به حالت سالم افزایش می‌یابد. افزایش مضاعف دمای ورودی محفظه احتراق (دمای نقطه ۵) در مقایسه با دمای خروجی آن (دمای نقطه ۳) که در شکل ۱۰ دیده می‌شود به همین دلیل است.

در حالت جدید دمای ورودی توربین از ۱۲۳۰ کلوین برای زبری ۱۰، ۲۰، و ۳۰ میکرون باید به ترتیب به ۱۲۴۶، ۱۲۵۵ و ۱۲۶۰ کلوین برسد که این به معنی تخریب پره‌های توربین است. به طور کلی

۴-۴- تاثیر افزایش زبری در بار بیشینه

با توجه به نمودارهای نمایش داده شده در شکل‌های ۵ تا ۹ افزایش زبری باعث بهبود بازده حرارتی و کاهش مصرف سوخت می‌شود. در حالی که با افت بازده آیزنتروپیک کمپرسور در شرایط جدید، طبعاً انتظار می‌رود که اتلاف‌های میکروتوربین افزایش یافته و باعث افت بازده حرارتی آن شود. علت کاهش مصرف سوخت، با بررسی شکل ۱۰ قابل توصیف است.

شکل ۱۰ تغییرات توزیع دما و نسبت فشار در طول میکروتوربین را نمایش می‌دهد. تغییرات به ازای افزایش زبری و در دور ۱۰۰٪ رسم شده‌اند. افزایش زبری باعث می‌شود که نقطه عملکرد در هر دور به نقطه‌ای با دبی و نسبت فشار کمتر روی مشخصه کمپرسور جابجا شود. اما چون توان مصرفی ژنراتور، تابع سرعت دورانی آن است، بنابراین با تثبیت سرعت دورانی، توان ژنراتور ثابت می‌ماند. بنابراین برای جبران افت دبی جرمی، افت بازده و افت نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی توربین باید افزایش پیدا کند.

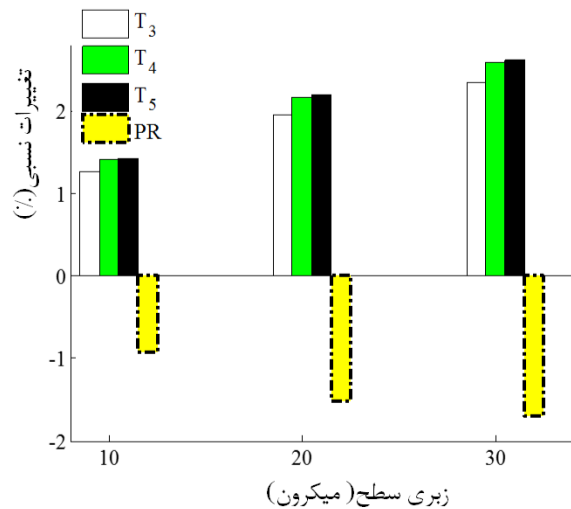


Fig. 10. Change of Temperature and pressure ratio distribution due to roughness increase in full load

شکل ۱۰: تغییرات توزیع دما و نسبت فشار در اثر افزایش زبری در دور ۱۰۰٪

افزایش دمای ورودی توربین در صورتی که نسبت فشار آن ثابت بماند باعث افزایش دمای خروجی توربین می‌شود. اما در شرایط جدید نه تنها دمای ورودی توربین افزایش یافته، بلکه نسبت فشار آن نیز به تبعیت از افت نسبت فشار کمپرسور، کاهش یافته‌است. بنابراین دمای خروجی توربین در این حالت به طور مضاعف افزایش پیدا می‌کند. افزایش بیشتر دمای خروجی توربین (دمای نقطه ۴) در مقایسه با دمای ورودی (دمای نقطه ۳) در شکل ۱۰ نشان داده شده‌است. از طرف دیگر کاهش دبی جرمی دو اثر مهم روی عملکرد بازیاب گرما دارد. اولاً بر اساس رابطه (۱۵) اثر بخشی بازیاب با دبی گذشته از آن نسبت عکس دارد. پس در حالت جدید اثربخشی بازیاب افزایش می‌یابد. ثانیاً بر اساس رابطه (۱۴) افت فشار در بازیاب با مجذور دبی نسبت مستقیم و با فشار ورودی نسبت عکس دارد. لذا در شرایط جدید تاثیر کاهش دبی بر کاهش فشار ورودی بازیاب غلبه کرده، و افت فشار آن را کم می‌کند.

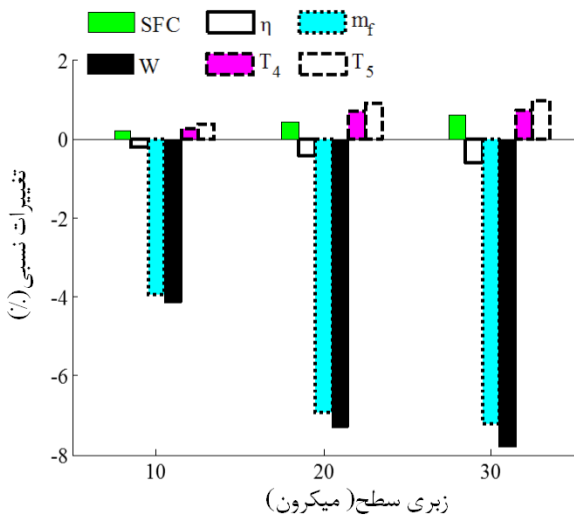


Fig. 14. Performance parameters variation in max speed

شکل ۱۴: تغییر متغیرهای عملکردی در بیشینه دمای مجاز به ازای افزایش زبری

۵- نتیجه گیری

در این مقاله با استفاده از شبیه‌سازی عملکرد خارج از نقطه طراحی، تاثیر افزایش زبری سطح تیغه کمپرسور بر عملکرد میکروتوربین در بارهای جزئی و کامل بررسی شده‌است. با توجه به جدید بودن به کارگیری میکروتوربین برای تولید برق تحقیقات کمی در مورد افت عملکرد ناشی از آسیب اجزای آن موجود است. به دلیل تفاوت‌هایی که میکروتوربین از حیث پیکربندی و نوع توربین و کمپرسور با توربین گاز معمولی دارد، افت عملکرد آن در اثر افزایش زبری با توربین گاز معمولی متفاوت است. در تحقیقاتی که پیش از این منتشر شده‌است، برای شبیه‌سازی افت عملکرد میکروتوربین از ضرایب تصحیح برای تقریب مشخصه اجزای آسیب‌دیده استفاده شده‌است. در پژوهش حاضر برای محاسبه اثر افزایش زبری از مشخصه یک کمپرسور گریز از مرکز در حالت سالم و زبری‌های ۱۰، ۲۰ و ۳۰ میکرونی استفاده شده‌است. شبیه‌سازی‌های انجام‌شده نشان دادند که تغییرات متغیرهای عملکردی نسبت به افزایش زبری تقریباً خطی است، اما نسبت به تغییر بار، روند یکنواختی ندارند. همچنین افزایش زبری سطح تیغه کمپرسور باعث جابجایی نقطه عملکرد میکروتوربین به نقطه‌ای با دبی، نسبت فشار و بازده کمتر کمپرسور در هر دور می‌شود و دمای خروجی توربین افزایش می‌یابد. افزایش دمای خروجی توربین و کاهش دبی هوای ورودی، منجر به بهبود عملکرد بازیاب گرما می‌شود. لذا بازیاب در حالت آسیب‌دیده نسبت به حالت سالم سهم بیشتری در رساندن دمای خروجی کمپرسور به دمای ورودی توربین دارد. با افزایش سهم بازیاب سهم محفظه احتراق کاهش می‌یابد. این اتفاق در کنار افزایش دمای ورودی توربین منجر به افزایش بازده حرارتی، کاهش مصرف سوخت ویژه و کاهش دبی سوخت مورد نیاز میکروتوربین در دور ثابت می‌شود؛ اما به دلیل تجاوز از دمای مجاز در دور بیشینه، توان قابل دسترس را کاهش می‌دهد. به دلیل تجربه دمای عملکردی بیشتر در

افزایش زبری باعث می‌شود که در هر دور، دمای ورودی توربین افزایش پیدا کند و بدین ترتیب موجب آسیب بیشتر تیغه توربین می‌شود. بنابراین اگرچه ظاهراً با افزایش زبری عملکرد میکروتوربین بهبود می‌یابد، اما در واقع به دلیل عبور از دمای قابل تحمل توربین، توان مجاز در دسترس کم می‌شود. تضاد بین توان بیشینه قابل دستیابی با دمای بیشینه مجاز با مقایسه شکل‌های ۱۳ و ۱۴ قابل مشاهده است. در شکل ۱۳ که در بار ۱۰۰٪ رسم شده است، راهبرد تثبیت دور بیشینه مورد استفاده قرار گرفته‌است. همانطور که قبلاً هم اشاره شد، در این حالت همه متغیرهای عملکردی بهبود می‌یابند؛ اما دمای بیشینه از حد مجاز رد می‌شود. حال اگر حد افزایش دور، رعایت دمای بیشینه مجاز در نظر گرفته شود آنگاه شکل ۱۴ حاصل می‌شود. این شکل نمایش می‌دهد که در صورت رعایت دمای بیشینه مجاز، مقدار بازده حرارتی و مصرف سوخت ویژه افت ناچیزی کمتر از ۱٪ می‌یابد و توان بیشینه قابل دستیابی افت چشم‌گیری بین ۴٪ تا ۷/۸٪ به ازای زبری‌های مختلف دارد که البته تغییرات نسبت به افزایش زبری تقریباً خطی است. اگرچه در این حالت نیز شرایط عملکردی بازیاب به جهت کاهش دبی و افزایش دمای خروجی توربین و در نتیجه افزایش دمای ورودی محفظه احتراق بهبود پیدا می‌کند، اما بهبود اندک آن قادر به جبران کاهش قابل توجه توان خروجی نیست و در نهایت بازده کاهش پیدا می‌کند.

برای پایش وضعیت میکروتوربین جهت آشکارسازی آسیب‌های مختلف، باید حساس‌ترین متغیرها مورد پایش قرار گیرند. همانطور که در شکل‌های ۹ و ۱۳ نشان داده شده است؛ دمای خروجی کمپرسور کمترین حساسیت را به افزایش زبری نشان می‌دهد؛ بنابراین برای آشکار سازی افزایش زبری مناسب نیست. همانطور که در شکل ۱۳ نشان داده شده‌است. دمای ورودی محفظه احتراق بیشترین حساسیت را به افزایش زبری دارد. بنابراین بهترین گزینه برای آشکار سازی افزایش زبری کمپرسور، پایش دمای ورودی محفظه احتراق است.

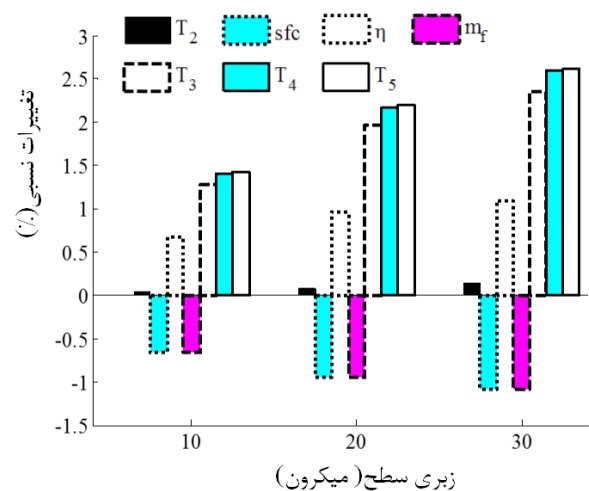


Fig. 13. Performance parameters variation in max speed

شکل ۱۳: تغییر متغیرهای عملکردی در بیشینه دور، به ازای افزایش زبری

operability, Elsevier, 2007.

- [12] P.C. Escher, *Pythia: An object-orientated gas path analysis computer program for general applications*, Cranfield University, 1995.
- [13] R. Kurz, K. Brun, Degradation in gas turbine systems, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 123(1) (2001) 70-77.
- [14] R. Kurz, K. Brun, C. Meher-Homji, J. Moore, *Gas Turbine Performance and Maintenance*, in: *Proceedings of the Forty-First Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University and Solar Turbines Incorporated, Houston, Texas, 2012*.
- [15] N. Aretakis, I. Roumeliotis, K. Mathioudakis, Performance Model "Zooming" for In-Depth Component Fault Diagnosis, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 133(3) (2011) 031602-031611.
- [16] S.M.G. Sajjadi, R; Assadollahi Ghohieh, The effect of maximum thickness and surface roughness variability of blades on performance of axial compressor, *Aerospace Mechanics*, 9(1) (2013) 53-61.
- [17] G.M. Chahar taghi M, Samaee nia A, Karrabi H, Numerical simulation of roughness effect on turbine performance with full cooling, *Modares Mechanical Engineering*, 13(13) (2014) 143-156.
- [18] J.E. Yoon, J.J. Lee, T.S. Kim, J.L. Sohn, Analysis of performance deterioration of a micro gas turbine and the use of neural network for predicting deteriorated component characteristics, *Journal of mechanical science and technology*, 22(12) (2008) 2516-2525.
- [19] E.E.B. Gomes, D. McCaffrey, M.J.M. Garces, A.L. Polizakis, P. Pilidis, Comparative Analysis of Microturbines Performance Deterioration and Diagnostics, in: *GT2006 - ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, ASME, Barcelona, Spain, 2006*.
- [20] M. Khoshnoud, *Effect of Gas turbine components' deterioration on their performance*, Amirkabir university of technology, 2014.
- [21] F. Melino, M. Morini, A. Peretto, M. Pinelli, P.R. Spina, Compressor fouling modeling: relationship between computational roughness and gas turbine operation time, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 134(5) (2012) 052401.
- [22] G. Eisenlohr, H. Krain, F.-A. Richter, V. Tiede, Investigations of the flow through a high pressure ratio centrifugal impeller, in: *ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air, American Society of Mechanical Engineers, 2002*, pp. 649-657.
- [23] *Technology Characterization: Microturbines, Energy*

سرتاسر خط عملکردی در این شرایط، عمر تیغه توربین کاهش می‌یابد. در این شبیه‌سازی حساسیت متغیرهای مختلف عملکردی نسبت به زبری و تغییر بار، محاسبه و تحلیل شدند. محاسبات انجام‌شده نشان داد که دمای خروجی کمپرسور حساسیت ناچیزی نسبت به افزایش زبری نشان می‌دهد و پایش آن برای آشکارسازی افزایش زبری کمپرسور مناسب نیست. اما دمای ورودی محفظه احتراق بیشترین حساسیت را در قبال افزایش زبری دارد. بنابراین دمای ورودی محفظه‌ی احتراق بهترین متغیر برای پایش وضعیت میکروتوربین جهت آشکار سازی افزایش زبری سطح تیغه کمپرسور خواهد بود.

منابع

- [1] Comprehensive guidance for cogeneration, in, *Ministry of Energy, office of efficiency of Electricite and energy, 2009*.
- [2] W. El-Khattam, M. Salama, Distributed generation technologies, definitions and benefits, *Electric power systems research*, 71(2) (2004) 119-128.
- [3] M. Kalantar, Dynamic behavior of a stand-alone hybrid power generation system of wind turbine, microturbine, solar array and battery storage, *Applied Energy*, 87(10) (2010) 3051-3064.
- [4] G. Pepermans, J. Driesen, D. Haeseldonckx, R. Belmans, W. D'haeseleer, Distributed generation: definition, benefits and issues, *Energy policy*, 33(6) (2005) 787-798.
- [5] M. Ismail, M. Moghavvemi, T. Mahlia, Current utilization of microturbines as a part of a hybrid system in distributed generation technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 21 (2013) 142-152.
- [6] E. Mohammadi, M. Montazeri-Gh, Simulation of Full and Part-Load Performance Deterioration of Industrial Two-Shaft Gas Turbine, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 136(9) (2014) 092602-092609.
- [7] A. Lakshminarasimha, M. Boyce, C. Meher-Homji, Modeling and analysis of gas turbine performance deterioration, *Journal of engineering for gas turbines and power*, 116(1) (1994) 46-52.
- [8] C.B. Meher-Homjid, GAS TURBINE PERFORMANCE DETERIORATION, in: *30th Turbomachinery Symposium. 2001.*, 2001, pp. 17-20.
- [9] E. Syverud, *Axial Compressor Performance Deterioration and Recovery through Online Washing*, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway, 2007.
- [10] I.S. Diakunchak, Performance deterioration in industrial gas turbines, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 114(2) (1992) 161-168.
- [11] A. Razak, *Industrial gas turbines: performance and*

- 2005.
- [32] F. Bozza, A. Pontecorvo, F. Reale, R. Tuccillo, ANALISI DEL FUNZIONAMENTO A REGIME ED IN TRANSITORIO DI UNA MICROTURBINA A GAS, in: *60° Congresso Nazionale ATI*, Roma, 2005.
- [33] J. Kaikko, *Performance prediction of gas turbines by solving a system of non-linear equations*, Lappeenranta University of Technology, 1998.
- [34] T. Alemu Lemma, B.M.H. Fakhruddin, R. Chalilullah, Generating gas turbine component maps relying on partially known overall system characteristics, *Journal of Applied Sciences*, 11(11) (2011) 1885-1894.
- [35] F. Caresana, L. Pelagalli, G. Comodi, M. Renzi, Microturbogas cogeneration systems for distributed generation: Effects of ambient temperature on global performance and components' behavior, *Applied Energy*, 124 (2014) 17-27.
- [36] V. Ganesan, *Gas Turbines 3E*, Tata McGraw-Hill Education, 2010.
- [37] P.P. Walsh, P. Fletcher, *Gas turbine performance*, John Wiley & Sons, 2004.
- and Environmental Analysis*, Arlington, Virginia, 2008.
- [24] H. Cohen, G. Rogers, H. Saravanamuttoo, *Gas turbine theory*, 1996.
- [25] *T100 Detailed Specifications*, in, Turbec, 2009.
- [26] M.M. Majoumerd, H.N. Somehsaraei, M. Assadi, P. Breuhaus, Micro gas turbine configurations with carbon capture - Performance assessment using a validated thermodynamic model, *Applied Thermal Engineering*, (0) (2014).
- [27] H. Saito, Micro gas turbine risks and market in: *IMIA*, Stockholm, 2003.
- [28] P. Akbari, R. Nalim, N. Müller, Performance Enhancement of Microturbine Engines Topped With Wave Rotors, *Journal of engineering for gas turbines and power*, 128(1) (2006) 190-202.
- [29] M.A.R. do Nascimento, L. de Oliveira Rodrigues, E.C. dos Santos, E.E.B. Gomes, F.L.G. Dias, E.I.G. Velásques, R.A.M. Carrillo, *Micro Gas Turbine Engine: A Review*, in, 2014.
- [30] P1012 C600 600kW Power Package HP Natural Gas Capstone Turbine Corporation, 2010.
- [31] 100 kW CHP Microturbine, in, *Elliott Microturbines*,

Please cite this article using:

S. S. Talebi and A. Mesgarpoor Tousi, Investigation of Compressor Blade Roughness Increment Effect on Micro Turbine Performance, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 49(3) (2017) 471-484.
DOI: 10.22060/mej.2016.746

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:



