



مدل سازی و شبیه سازی راه اندازی توربین گازی MGT-70

علی غفاری^۱، رسول اخگری^{۱*}، اسحاق عباسی^۲

^۱دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران
^۲کارشناسی ارشد مکانیک، کرج، ملارد، شرکت توگا، ملارد، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۲ مرداد ۱۳۹۴
بازنگری: ۲۲ مهر ۱۳۹۴
پذیرش: ۲۸ آذر ۱۳۹۴
ارائه آنلاین: ۱۲ اردیبهشت ۱۳۹۵

کلمات کلیدی:

رفتار گذرا
مدل سازی
راه اندازی
توربین گاز
مشخصه های عملکردی

چکیده: در این مقاله رفتار دینامیکی توربین های گازی توان بالا در مرحله ی راه اندازی تحلیل و ویژگی های آن بررسی می شود. راه اندازی توربین گاز یک فرایند شبه گذرا است. بنابراین برای ارزیابی مناسب رفتار توربین گاز از شکل انتگرالی معادلات گذرای بقای جرم، مومنتوم، انرژی و در کنار آن ها معادله ی حالت گاز کامل استفاده می شود. یک روش جدید برای تحلیل عملکرد کمپرسور پیشنهاد می شود. طبقات کمپرسور به سه دسته (جلویی، میانی، انتهایی) تقسیم می شود که هر کدام منحنی عملکرد متفاوتی در دوره های پایین دارند. همچنین تأثیر استفاده از شیرهای تخلیه طبقات میانی بررسی خواهد شد. در نهایت رفتار دینامیکی توربین گاز ۱۶۰ مگاواتی مپنا در مرحله راه اندازی شبیه سازی می شود. نتایج شبیه سازی با داده های تجربی مقایسه شده و مطابقت خوبی میان آن ها دیده می شود. این پژوهش نقش مهم یک برآورد دقیق از برنامه راه اندازی (میزان سوخت، شیرهای تخلیه هوا، توان موتور راه انداز) در عملکرد پایدار کمپرسور و به دنبال آن توربین گاز را نشان می دهد.

۱- مقدمه

اولین نمونه توربین گازی قبل از سال ۱۹۳۰ میلادی توسط فرانک ویتل^۱ و همکارانش در بریتانیا طراحی و در موتور جت به کار برده شد [۱]. توربین های گازی تک محوره بیشتر برای فرآیندهایی مناسباند که در آن سرعت ثابت است (مانند تولید الکتریسیته توسط ژنراتور). توربین گازی تک محوره همان طور که در شکل ۱ نیز دیده می شود، دارای یک کمپرسور، یک محفظه احتراق و یک توربین است. کمپرسور فشار هوا را افزایش می دهد. سپس هوای فشرده وارد محفظه احتراق می شود و در آن جا توسط سوختی که در حال سوختن است، گرم می شود. در ادامه گاز پرفشار و داغ در توربین منبسط می شود و مقداری از انرژی خود را به توربین منتقل می کند. قسمتی از کار تولیدی توربین توسط محوری که توربین را به کمپرسور متصل می کند، به کمپرسور منتقل می شود و مجدداً در فرآیند فشرده سازی هوا مورد استفاده قرار می گیرد. باقیمانده کار تولیدی توربین نیز برای چرخاندن بار (مانند ژنراتور) مورد استفاده قرار می گیرد.

توربین گازی تحت چرخه برایتون ساده کار می کند که به طور ایده آل از چهار فرایند تراکم آیزنتروپیک (کمپرسور)، انتقال گرمای فشار ثابت (محفظه احتراق)، انبساط آیزنتروپیک (توربین) و دفع گرمای فشار ثابت به محیط

تشکیل شده است. نمودار دما-آنترופی این چرخه در شکل ۲ نشان داده شده است که در آن فرایندهای ترمودینامیکی نیز مشخص شده است. مدل سازی جزء جدایی ناپذیر بسیاری از فرآیندهای صنعتی است و در بسیاری از مسائل می تواند حد نهایی کیفیت حل مسئله را مشخص نماید. نقش اساسی توربین های گازی در صنعت محققان را ترغیب می کند تا روش های جدیدی را برای تحلیل رفتار دینامیکی این موتورهای پیچیده ارائه دهند [۲]. بنابراین یک مدل مناسب می تواند کمک شایانی به طراحی و شبیه سازی عملکرد توربین گازی نماید.

تحقیقات زیادی در زمینه مدل سازی رفتار توربین گازی با اهدافی همچون پیش بینی عملکرد، عیب یابی، بهینه سازی و طراحی کنترلر انجام شده است. برخی از آن ها دارای پیچیدگی زیادی هستند. به طور مثال برای مدل سازی از صورت دیفرانسیلی معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی در سه بعد جریان سیال استفاده شده است که این کار نیازمند استفاده از ابر رایانه ها است [۳]. زیرا حجم محاسبات بالا رفته و از طرفی کاربرد کنترلی ندارد. از سوی دیگر برخی مدل ها ساده بوده و توسط معادلات جبری و حتی تابع تبدیل توصیف می شوند [۴]. اما این مدل ها با توجه به تغییر پارامترهای توربین گاز بر اثر مرور زمان و تأثیر شرایط محیطی بر روی عملکرد آن، فقط در نقاطی که می توان عملکرد توربین گاز را خطی در نظر گرفت، کارایی خوبی دارد. اگرچه هیچ مدل ریاضی نیست که بتواند چنین فرایندهای

1 Frank Whittle

نویسنده عهده دار مکاتبات: rakhgari67@gmail.com

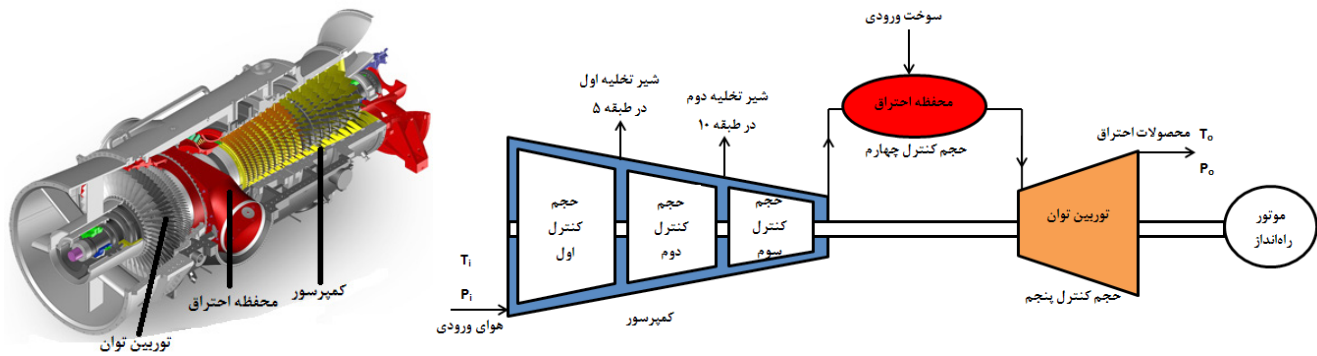


Fig. 1. A schematic of single shaft gas turbine with inputs and outputs

شکل ۱: شماتیکی از توربین گازی تک محوره با اجزا و ورودی و خروجی‌های آن

شیرهای تخلیه میانی کمپرسور بر روی عملکرد آن بررسی می‌شود. سپس نتایج شبیه‌سازی با داده‌های تجربی مقایسه شده و تطابق قابل قبولی میان آن‌ها دیده می‌شود.

در ادامه، توضیح مختصری از واحد صنعتی داده می‌شود. سپس مدل توربین گازی در مرحله راه‌اندازی با استفاده از قوانین بقا و روابط جبری توسعه داده می‌شود. بعد از آن مقایسه‌ی نتایج شبیه‌سازی با داده‌های تجربی ارائه می‌شود. در آخر نیز به نتیجه‌گیری و پیشنهاد برای ادامه این پژوهش پرداخته می‌شود.

۲- مروری بر راه‌اندازی توربین گازی

مطالعه تجربی حاضر در تونل باد سرعت پایین مدار باز دانه‌اندازی یک توربین گازی با چرخش محور آن توسط یک محرک خارجی شروع می‌شود. محرک خارجی می‌تواند یک موتور الکتریکی، توربین هوایی یا موتور هیدرولیکی باشد. سرعت کمپرسور باید کافی باشد (حدود ۲۰٪) تا بتواند دبی و فشار لازم برای سیستم احتراق را فراهم کند. جرقه‌زن‌ها عمل جرقه‌زنی را انجام می‌دهند و سوخت به درون محفظه احتراق پاشیده می‌شود. سپس افزایش توان توربین سبب شتاب‌گیری محور می‌شود. اگرچه به دلیل سرعت و بازده پایین کمپرسور، موتور راه‌انداز هنوز درگیر است و به سیستم کمک می‌کند تا شتاب منفی نگیرد. اگر موتور راه‌انداز زودتر از مدار خارج شود، توربین شتاب منفی می‌گیرد و کاهش دور آن سبب وقوع راه‌اندازی داغ و آسیب به سیستم می‌گردد. شیرهای تخلیه طبقات میانی در طی راه‌اندازی باز می‌شوند تا حاشیه سرچ^۳ مناسبی ایجاد شود. شکل ۳ نمودار شماتیک سرعت بر حسب زمان را نشان می‌دهد که فازهای اصلی راه‌اندازی توربین گازی بر روی آن مشخص شده است.

بعد از یک راه‌اندازی موفق، توربین برای یک زمان مشخص در شرایط بی‌باری و سرعت ثابت کار می‌کند تا تمامی اجزای آن به دمای کاری جدید برسند. این عمل اصطلاحاً اشباع گرمایی^۴ نامیده می‌شود. این کار از به وجود آمدن تنش‌های حرارتی جلوگیری کرده و باعث افزایش عمر موتور می‌شود.

پیچیده‌ای را به طور دقیق ارزیابی کند و همیشه کمبودهایی به دلیل وجود دینامیک مدل نشده و عدم قطعیت‌های پارامتری وجود دارد. رفتار گذرای یک توربین گازی ۱۵۰ مگاواتی حین تغییرات بار توسط کیم و همکاران^۱ مورد مطالعه قرار گرفت [۵]. مدل ریاضی تعمیم‌یافته برای تخمین عملکرد توربین گازی حین راه‌اندازی توسط آگراول و یونیس^۲ ارائه شد و زمان راه‌اندازی در هر دما و ارتفاع از سطح دریای مختلف محاسبه شد [۶].

در این مقاله با توسعه‌ی فرم انتگرالی و گذرای معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی در حالت یک‌بعدی بر روی اجزای توربین گاز و استفاده از قانون دوم نیوتن برای یک سیستم دوار و ترکیب آن‌ها با معادله حالت گاز کامل می‌توان رفتار دینامیکی توربین گاز را در مرحله راه‌اندازی ارزیابی نمود. روشی جدید برای تحلیل عملکرد کمپرسور پیشنهاد می‌شود. طبقات کمپرسور به سه دسته (جلویی، میانی، انتهایی) تقسیم می‌شود که هر کدام منحنی عملکرد متفاوتی در دورهای پایین دارند. همچنین تأثیر به‌کارگیری

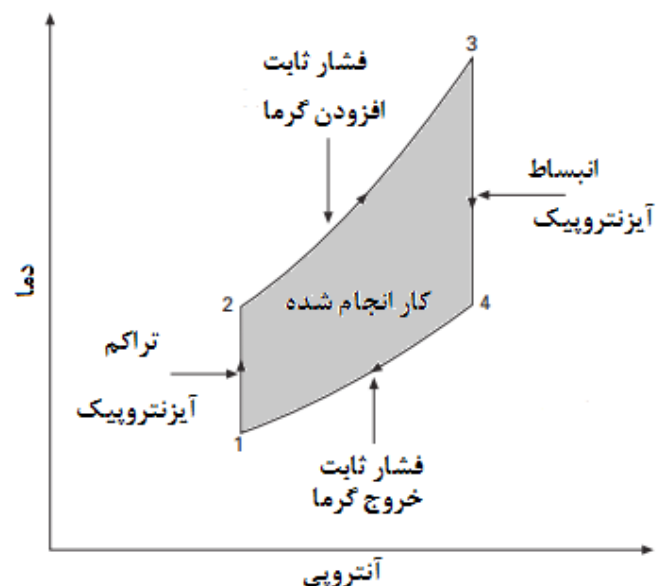


Fig. 2. Idealized Brayton cycle T-S diagram

شکل ۲: نمودار شماتیک دما-آنتروپی سیکل برایتون ساده

3 Surge Margin

4 Thermal Soakage

1 Kim et al.

2 Agrawal & Yunis

محوری است که دمای ایزو ورودی به توربین ۱۳۳۳ کلین است. ژنراتور آن نیز از سمت کمپرسور به مجموعه توربین گازی متصل می‌شود. مشخصات طراحی این توربین در جدول ۱ آورده شده است.

جدول ۱: مشخصات طراحی توربین گازی MGT-70
Table 1. MGT-70 gas turbine design characteristics

مقدار	مشخصات دستگاه
۵۰	فرکانس (هرتز)
۱۶۲	توان خالص خروجی (مگاوات)
۳۴/۴۲	بازده (%)
۱۰۴۵۹	نرخ حرارتی (کیلو ژول بر کیلووات ساعت)
۱۰۶۰	دمای طراحی ورودی توربین (درجه سانتیگراد)
۵۳۷	دمای خروجی (درجه سانتیگراد)
۵۳۵	نرخ جریان جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)
۱۱/۷	نسبت فشار
۱۶	تعداد طبقات کمپرسور
۱۴×۱۲/۵×۸/۴	ارتفاع * عرض * طول (متر)

۴- توسعه‌ی مدل توربین گازی

با توسعه‌ی شکل انتگرالی و گذرای معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی در حالت یک‌بعدی بر روی اجزای توربین گاز و استفاده از قانون دوم نیوتن برای یک سیستم دوار و ترکیب آن‌ها با معادله حالت گاز کامل می‌توان رفتار دینامیکی توربین گاز را در مرحله راه‌اندازی مدل کرد [۸]:

$$\frac{dM}{dt} \bigg|_{CS} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (1)$$

$$\vec{F} = \vec{F}_s + \vec{F}_b = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \vec{V} \rho dV + \int_{CS} \vec{V} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2)$$

$$\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{shs} - \dot{W}_{os} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \rho dV + \int_{CS} \left(u + pv + \frac{V^2}{2} + gz \right) \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (3)$$

که در آن $e = u + \frac{1}{2}V^2 + gz$ با انتگرال‌گیری روی حجم کنترل، معادلات دیفرانسیل عادی که رفتار گذرای هر یک از اجزای توربین گاز را نشان می‌دهد، به دست می‌آید. فرض شده است که متغیرهای مربوط به ذخیره‌ی جرم، مومنتوم و انرژی همان مقدار متغیرهای خروجی را داشته باشند. این معادلات با استفاده از شرایط اولیه و مرزی قابل حل خواهند بود. معادلات اصلی حاکم بر مسئله به صورت زیر است:

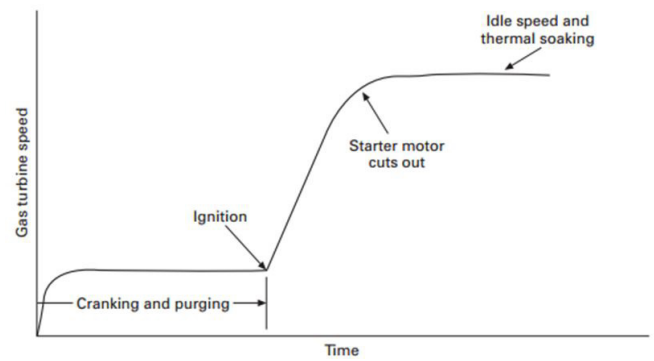


Fig. 3. Gas turbine start-up process vs. speed

شکل ۳: فازهای راه‌اندازی توربین گازی بر حسب سرعت [۷]

سرعت بی‌باری باید بیشتر از سرعت بحرانی محور باشد و معمولاً بین ۵۰٪ تا ۷۰٪ سرعت طراحی توربین گازی است [۷]. شکل ۴ منحنی شماتیک گشتاور راه‌انداز و دمای اگزوز را بر حسب سرعت نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که در ابتدای راه‌اندازی به دلیل پایین بودن بازده کمپرسور و توربین گشتاور سیستم منفی بوده که این مقدار منفی به وسیله گشتاور مثبت موتور راه‌انداز جبران می‌شود. نقطه‌ای که در آن حاصل جمع گشتاور مثبت و منفی صفر می‌شود، نقطه‌ی خودنگهداری نامیده می‌شود.

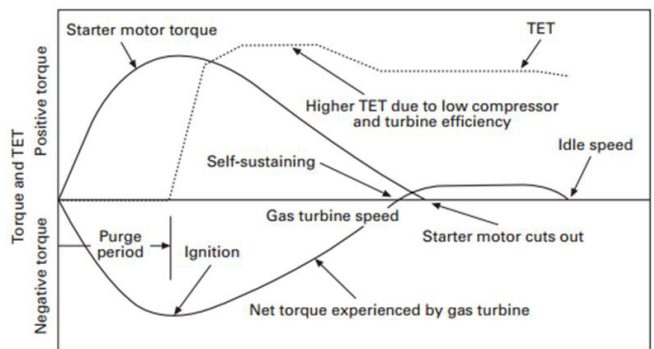


Fig. 4. Exhaust temperature and net torque vs. speed

شکل ۴: تغییرات دمای خروجی توربین و گشتاور کل بر حسب سرعت [۷]

۳- توصیف سیستم

توربین گازی ۱۶۰ مگاواتی مپنا (MGT-70) برای مدل‌سازی انتخاب می‌شود. اجزای اصلی آن کمپرسور، محفظه احتراق و توربین توان است. این توربین گاز تحت چرخه برایتون ساده و به صورت تک محوره کار می‌کند. کمپرسور آن از نوع محوری است و از ۱۶ طبقه تشکیل می‌شود. در ورودی آن یک ردیف پره راهنمای ورودی وجود دارد و دارای دو شیر تخلیه هوا در طبقات پنجم و دهم است که برای عملکرد پایدار آن در راه‌اندازی استفاده می‌شوند. محفظه احتراق آن از دو محفظه احتراق سلیمیوپی شکل تشکیل می‌شود که هر کدام ۸ مشعل دارد. توربین توان نیز یک توربین ۴ مرحله‌ای

- 1 Inlet guide vanes
- 2 Blow off valves

مجهولات ۴۸ عدد بود.

متغیرهای موجود شامل دما، فشار و سرعت محوری در ورودی و خروجی هر حجم کنترل است که سه عدد از آن‌ها شرایط مرزی اند و عبارت‌اند از دمای خروجی، فشار ورودی و فشار خروجی. بنابراین برای کمپرسوری که به سه حجم کنترل تقسیم شده است، ۱۲ متغیر وجود دارد که سه‌تای آن‌ها شرایط مرزی اند. در نتیجه ۹ مجهول باقی می‌ماند که نیازمند حل ۹ معادله دیفرانسیل است. این ۹ معادله از نوشتن سه معادله پیوستگی، مومنتوم و انرژی برای سه حجم کنترل به دست می‌آید.

کمپرسورهای پیشرفته در سرعت‌های پایین دچار لرزش می‌شوند و عملکرد آن‌ها کاهش می‌یابد (کاهش بازده و کاهش ضریب جریان). این افت عملکرد ناشی از عدم پیوستگی در جریان سیال طبقات ابتدایی کمپرسور است که عامل آن وقوع پدیده‌ی استال است. این امر سبب تغییر منحنی مشخصه‌های طبقات می‌شود. در این‌جا از ایده‌ی بنسر^۲ استفاده می‌شود [۹]. با جایگذاری روابط (۹)، (۱۰) و (۱۱) در معادلات (۴)، (۵) و (۶) و مشتق‌گیری از آن‌ها دستگاه معادلات (۱۲) حاصل می‌شود:

$$\dot{m} = \rho AV_x = \frac{P}{RT} AV_x \quad (9)$$

$$\dot{m} V_x = \rho AV_x^2 = \frac{P}{RT} AV_x^2 \quad (10)$$

$$\dot{m} H = \rho AV_x H = \frac{P}{RT} AV_x \left[C_p T + \frac{1}{2} \left(\frac{V_x}{\cos \alpha} \right)^2 \right] \quad (11)$$

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} x_1 = F_1(x_1, x_2, \dots, x_N) \\ \frac{d}{dt} x_2 = F_2(x_1, x_2, \dots, x_N) \\ \vdots \\ \frac{d}{dt} x_N = F_N(x_1, x_2, \dots, x_N) \end{cases} \quad \begin{matrix} N = 3(n+1) \\ i = 1, 2, \dots, 9 \end{matrix} \quad (12)$$

F تابعی از متغیرهای مسئله و شامل شرایط مرزی است و x متغیرهای موجود در مسئله (فشار، دما و سرعت محوری در ورودی و خروجی هر سطح کنترل) و N تعداد متغیرها و n نیز تعداد حجم کنترل‌های اختیار شده است. بنابراین معادلات به کار گرفته شده تابعی بر حسب متغیرهای دما، فشار و سرعت محوری خواهند بود.

۴-۲- محفظه احتراق

محفظه احتراق نیز به صورت یک حجم کنترل در نظر گرفته می‌شود و معادلات حاکم بر آن همان سه معادله پیوستگی، مومنتوم و انرژی است. عبارات F_x و $\dot{W}_s$ برابر صفر اما Q در معادله انرژی ظاهر می‌شود و مقدار آن

$$\forall \frac{d}{dt} \left(\frac{P_{i+1}}{RT_{i+1}} \right) = - \frac{P_{i+1}}{RT_{i+1}} A_{i+1} V_{x_{i+1}} + \frac{P_i}{RT_i} A_i V_{x_i} \quad (4)$$

$$\forall \frac{d(\rho V_x)}{dt} = - (\dot{m}_{i+1} V_{x_{i+1}} - \dot{m}_i V_{x_i} + P_{i+1} A_{i+1} - P_i A_i) + F_x \quad (5)$$

$$\forall \frac{d}{dt} (\rho H - P)_{i+1} = - (\dot{m}_{i+1} H_{i+1} - \dot{m}_i H_i) + \dot{Q} - \dot{W}_s \quad (6)$$

در معادلات فوق باید عبارات $\dot{Q}$ و $\dot{W}_s$ برای هر یک از اجزا معلوم باشد. عبارت $\dot{Q}$ فقط برای محفظه احتراق ظاهر می‌شود ولی عبارات F_x و $\dot{W}_s$ هم برای کمپرسور و هم برای توربین ظاهر می‌شوند. عبارات F_x و $\dot{W}_s$ با استفاده از مدل حالت پایای خارج از طراحی و منحنی مشخصات اجزا از روابط (۷) و (۸) محاسبه می‌شوند:

$$F_x = \dot{m}_{i+1}^* V_{x_{i+1}}^* - \dot{m}_i V_{x_i} + P_{i+1}^* A_{i+1} - P_i A_i \quad (7)$$

$$\dot{W}_s = \dot{m}_i (H_i - H_{i+1}^*) \quad (8)$$

که علامت * در روابط (۷) و (۸) شرایط خروجی پایدار متناظر با شرایط ورودی را نشان می‌دهد.

محاسبات خارج از طراحی نیازمند در اختیار داشتن اطلاعاتی از مشخصات هر طبقه از قبیل سطح مقطع، سرعت تیپ روتور^۱، قطر میانگین، زاویه جریان و غیره است. اگرچه این اطلاعات توسط سازندگان توربین گاز به طور کامل منتشر نمی‌شود، بنابراین بهترین روش این است که با فرضیات معقولی که متناسب با ملاحظات طراحی در نظر گرفته می‌شود، این اطلاعات حدس زده شود. این فرضیات عبارتند از دمای ورودی کمپرسور ۲۸۸/۱۵ K، فشار ورودی ۱۰/۳ kPa، سرعت محوری ۱۵۰ m/s، قطر میانگین ثابت، سرعت تیپ روتور در اولین طبقه ۳۵۰ m/s، زاویه جریان ۱۵ درجه، بازده طبقات ۸۹٪. همچنین فرض شده است که نسبت فشار طبقات در طول حرکت از ابتدا تا انتهای کمپرسور به طور ملایم افزایش می‌یابد.

۴-۱- کمپرسور

امروزه کمپرسور توربین‌های گازی توان بالا، دارای طبقات متعددی هستند که بعضاً سه یا چهار خط تخلیه هوا در طبقات میانی و یک ردیف پره راهنما در ورودی برای عملکرد پایدار در تمامی مراحل بهره‌برداری تعبیه شده است. از این رو مشخصه‌های عملکردی این نوع کمپرسورها بسیار پیچیده است. در این‌جا از یک روش جدید و ساده استفاده می‌شود و حجم محاسبات نیز کمتر می‌شود. در این روش از مقطع ورودی تا شیر تخلیه اول به عنوان حجم کنترل اول، از شیر تخلیه اول تا دوم به عنوان حجم کنترل دوم و نهایتاً از شیر تخلیه دوم تا مقطع خروجی به عنوان حجم کنترل سوم در نظر گرفته می‌شود. بنابراین تعداد متغیرها به ۱۲ و تعداد مجهولات به ۹ کاهش می‌یابد. در حالی که اگر از روش طبقه به طبقه استفاده می‌شد تعداد متغیرها ۵۱ و

از رابطه (۱۳) به دست می‌آید.

$$\dot{Q} = \dot{m}_f (LHV + \Delta H_{T_0 \rightarrow T_f}) \eta_{comb} \quad (13)$$

$\Delta H_{T_0 \rightarrow T_f}$ نیز مقدار آنتالپی سوخت در دمای T_f نسبت به دمای مرجع T_0 است که LHV در آن دما محاسبه شده است. η_{comb} نیز بازده محفظه احتراق است که برابر (۹۹٪) در نظر گرفته می‌شود. دبی سوخت ورودی به محفظه احتراق نیز باید در معادله پیوستگی در نظر گرفته شود. پس از انجام عمل احتراق باید تغییرات به‌وجودآمده در خصوصیات ترمودینامیکی سیال عامل نیز لحاظ شود.

۴-۳- توربین

مدل توربین همانند مدل کمپرسور است، اگرچه روشی که برای ارزیابی مشخصه‌های عملکردی توربین اخذ می‌شود با آن‌چه برای کمپرسور در نظر گرفته شد متفاوت است. در اینجا با داشتن شرایط ورودی، نسبت فشار انبساطی از معادله معروف استودلا به دست می‌آید:

$$\frac{\dot{m}_{in} \sqrt{T_{t,in}}}{P_{in}} = K \sqrt{1 - \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^2} \quad (14)$$

که مقدار K از مشخصات و مقادیر نقطه طراحی (کارکرد) توربین محاسبه می‌شود.

۴-۴- محور دوار

با نوشتن معادله انرژی برای حرکت دورانی محور توربین گاز، می‌توان به معادله (۱۵) رسید.

$$\frac{dE_{shaft}}{dt} = \dot{m} C_p \Delta T_{turb} - \dot{m} C_p \Delta T_{comp} + (G_{starter} + G_L) \omega$$

$$J \frac{d\omega}{dt} = \frac{\dot{m} C_p \Delta T_{turb} - \dot{m} C_p \Delta T_{comp}}{\omega} + G_{starter} + G_L \quad (15)$$

که در آن G_L گشتاور بار اعمال شده از شبکه به توربین است که در اینجا برابر صفر است، چون توربین در مرحله راه‌اندازی و بی‌باری قرار دارد. G_{turb} گشتاور تولیدی توربین، G_{comp} گشتاور مصرفی کمپرسور و $G_{starter}$ نیز گشتاوری است که توسط موتور محرک راه‌انداز از بیرون به توربین گاز اعمال می‌شود. اگر مجموع سه عبارت اول سمت راست معادله (۱۵) مثبت باشد، توربین در حال شتاب گرفتن است ولی اگر منفی شود، دور توربین افت پیدا می‌کند که این امر سبب وقوع پدیده‌ی راه‌اندازی داغ می‌شود و به پره‌های توربین آسیب می‌رساند.

۵- نتایج شبیه‌سازی و بحث

تهیه مدل راه‌اندازی توربین گاز نیازمند استفاده از مجموعه‌ای از داده‌های

واقعی از سیستم توربین گاز در شرایط مختلف عملکردی است. تهیه داده در شرایط راه‌اندازی، باردهی، بار پایه و خارج کردن سیستم در شرایط حالت گذرا و ماندگار مورد نیاز است. نمونه‌برداری برای حداقل زمان ۱۲۰ ساعت با نرخ نمونه‌برداری ۱ ثانیه انجام شده است. داده‌های عددی مورد نیاز در فرآیند مدل‌سازی از سیستم مانیتورینگ یک نیروگاه نمونه (نیروگاه پره‌سر گیلان) که توان ذخیره داده به صورت صفحات گسترده^۱ از توربین‌های گاز MGT-70 را داشته باشد تهیه شده است.

مدل توربین گازی توسط نرم‌افزار متلب/سیمولینک شبیه‌سازی می‌شود. در شکل ۵ بلوک دیاگرام سیمولینک مدل شبیه‌سازی شده، نمایش داده شده است. در این شکل بلوک‌های کمپرسور، محفظه احتراق، توربین و بلوک مربوط به تعادل گشتاور محور توربین گاز به همراه ورودی و خروجی هر یک از بلوک‌ها مشخص شده است. برای صحت‌گذاری این مدل، مقایسه‌ای بین پاسخ‌های مدل و پاسخ‌های سیستم واقعی انجام می‌شود. تغییرات سرعت دورانی در شکل ۶ نشان داده شده است. سرعت دورانی به خوبی تخمین زده شده است و زمان لازم برای راه‌اندازی توربین گازی تا رسیدن به سرعت نامی نیز به اندازه کافی مناسب است. دبی سوخت به عنوان ورودی در شبیه‌سازی در نظر گرفته می‌شود. نمودار مقدار دبی سوخت ورودی داده شده به مدل و سیستم واقعی نیز بر حسب درصد سرعت دورانی در شکل ۷ نشان داده شده است. دلیل اختلاف بین مقادیر واقعی و مقادیر شبیه‌سازی در شکل ۷ این است که دبی سوخت ورودی در شبیه‌سازی از تعادل گشتاور بین اجزای توربین گاز به دست آمده است. این نتایج نشان می‌دهند که جداول مربوط به میزان دبی سوخت و گشتاور راه‌انداز به صورت معقولی تنظیم شده‌اند.

شکل ۸ منحنی تغییرات دمای خروجی توربین را نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که پس از جرقه‌زنی، دمای خروجی توربین به شدت افزایش می‌یابد. پس از افزایش دما در دورهای ۲۲۸۰ rpm و ۲۹۴۰ rpm به ترتیب شیرهای تخلیه اول و دوم بسته می‌شوند که سبب افزایش دبی هوا شده و افزایش دبی هوا نیز باعث کاهش دما می‌شود. از شکل ۸ نیز واضح است که با بسته شدن شیرهای تخلیه دو نقطه بحرانی روی منحنی به وجود می‌آید. در نهایت با رسیدن دور توربین به دور ایده‌آل که همان ۳۰۰۰ rpm است با فعال شدن کنترلر سرعت، سرعت دورانی ثابت نگه داشته می‌شود.

شکل ۹ تغییرات گشتاور کل توربین گاز را طی راه‌اندازی نشان می‌دهد. گشتاور کل در ناحیه سرعت پایین، دارای مقادیر منفی است. به همین دلیل باید از یک محرک خارجی برای کمک به راه‌اندازی توربین استفاده شود. با پاشش سوخت و ایجاد توان در توربین (۱۶٪ دور نامی) گشتاور کل با شیب مثبتی شروع به افزایش می‌کند. سرانجام گشتاور کل به صفر می‌رسد که در این زمان اصطلاحاً توربین خودنگهدار می‌شود. به دلیل افزایش بازده توربین توان از ۱۶٪ دور نامی به بعد، گشتاور کل افزایش می‌یابد. این اثر در شکل ۱۰ نشان داده می‌شود. این نتایج تا حد کافی مناسب است، چرا که نقطه

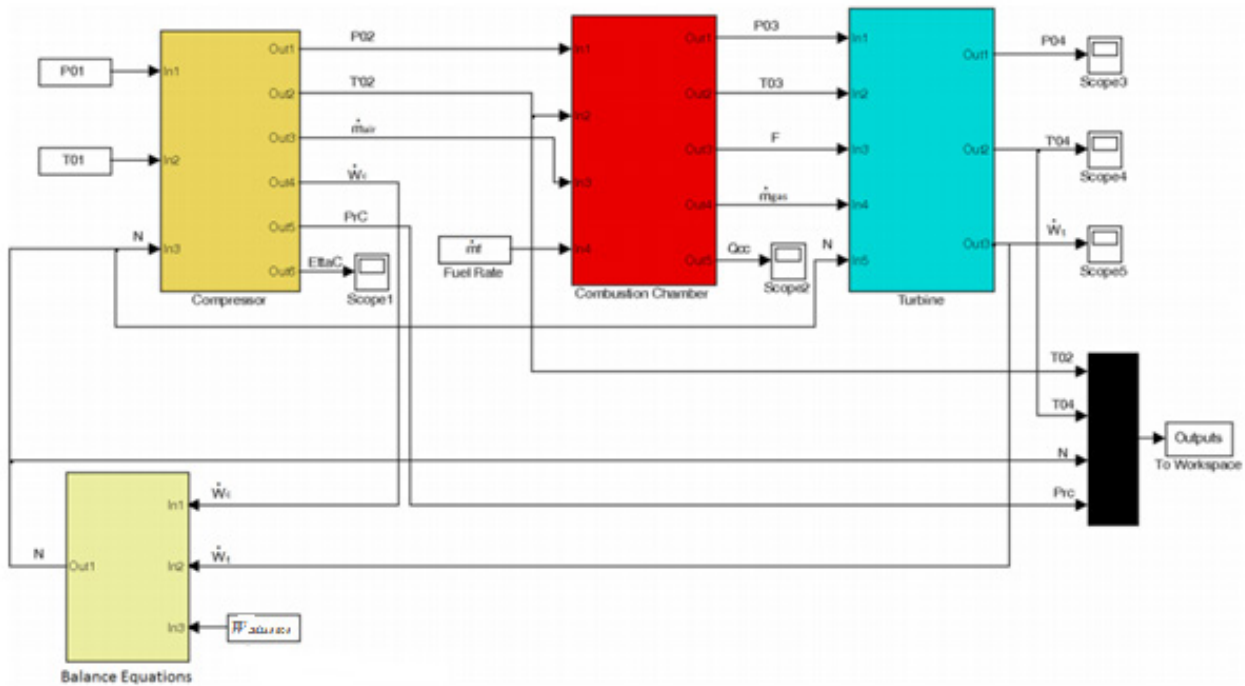


Fig. 5. Simulink block diagram of gas turbine during start-up

شکل ۵: بلوک دیاگرام سیمولینک مدل توربین گازی در طی راهاندازی

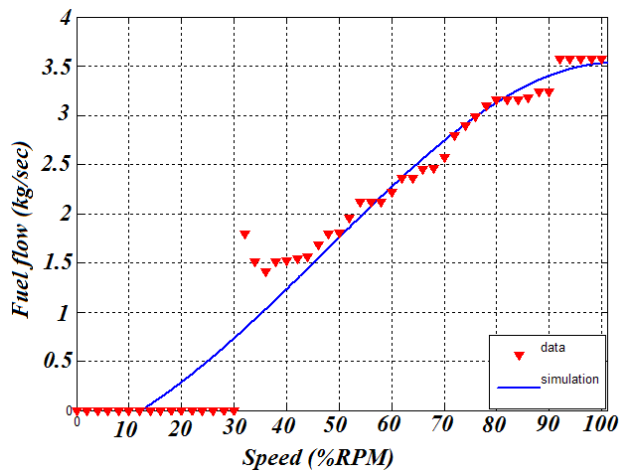


Fig. 7. Variation of fuel flow vs. percentage of rotational speed during start-up

شکل ۷: منحنی تغییرات میزان دبی سوخت ورودی در طی راهاندازی بر حسب درصد سرعت دورانی

که f مقادیر پیش‌بینی شده و y مقادیر واقعی خروجی است. جدول (۲) توابع خطا را برای دور محور توربین گاز و دمای خروجی آگزوز نشان می‌دهد.

جدول ۲: خطای مدل‌سازی برای سرعت دورانی محور و دمای آگزوز

Table 2. Modeling error for exhaust temperature and rotational speed

	Max(e)	Min(e)	MAE	RMSE
Speed(%)	۷/۹۳	۰/۰۰۴	۲/۱۴	۲/۷۲
TET(°C)	۳۹/۹۴	۰/۰۰۰۸	۳/۴۷	۸/۷۳

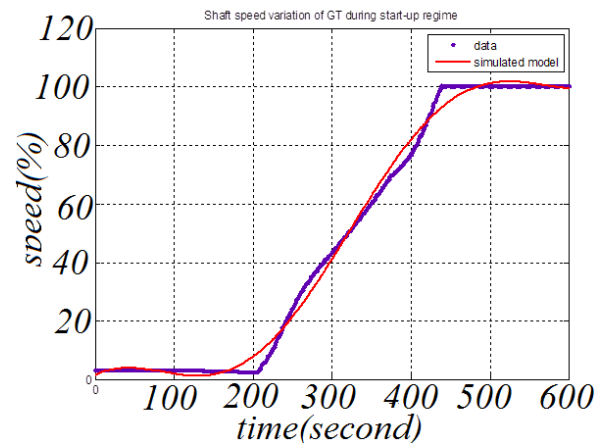


Fig. 6. Variation of rotational speed vs. time during start-up

شکل ۶: تغییرات سرعت دورانی بر حسب زمان در طی راهاندازی

خودنگهداری اطراف ۲۵٪ دور نامی اتفاق می‌افتد [۱۰].

برای ارزیابی عملکرد مدل‌های تخمین و پیش‌بینی، شاخص‌های عملکردی مختلفی وجود دارد که در این پژوهش شاخص‌های میانگین قدر مطلق خطا (MAE) و مجذور میانگین مربعات خطا (RMSE) به کار گرفته می‌شود. این دو کمیت میزان نزدیکی مقادیر پیش‌بینی شده به مقادیر واقعی را اندازه‌گیری می‌کنند.

$$MAE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |f_i - y_i| = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |e_i| \quad (16)$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (f_i - y_i)^2}{n}} \quad (17)$$

دلیل اختلاف بین مقادیر واقعی و مقادیر حاصل از شبیه‌سازی، عدم قطعیت‌های پارامتری، دینامیک مدل نشده و فرضیاتی است که برای ساده‌سازی مدل در نظر گرفته شده است.

۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله رفتار گذرای توربین گازی ۱۶۰ مگاواتی مپنا (MGT-70) در زمان راه‌اندازی شبیه‌سازی شده است. نتایج آن با داده‌های واقعی مقایسه شد و تطابق خوبی میان آن‌ها وجود داشت. از معادلات گذرای بقای جرم، مومنتوم و انرژی در شکل انتگرالی استفاده شده است. تأثیر به‌کارگیری شیرهای تخلیه میانی بر روی عملکرد کمپرسور بررسی شده است. زمان خودنگهداری توربین گازی به درستی محاسبه شده و با آنچه در مطالعات مشابه آمده است، تطابق داشت. این پژوهش نقش مهم یک برآورد دقیق از ترتیب اجرای راه‌اندازی (میزان سوخت، شیرهای تخلیه هوا، توان موتور راه‌انداز) در عملکرد پایدار کمپرسور و به دنبال آن توربین گاز را نشان داده است. از این مدل می‌توان برای طراحی کنترلرهای غیرخطی مانند کنترلر مُد لغزشی و طراحی یک کنترلر شتاب برای دور روتور استفاده کرد. می‌توان در آینده تأثیر به‌کارگیری پره‌های راهنمای ورودی و شیرهای تخلیه طبقات میانی را به طور همزمان بر روی عملکرد توربین گاز در طی راه‌اندازی بررسی کرد.

تشکر و قدردانی

این تحقیق با همکاری و حمایت شرکت توگا انجام شده است.

فهرست علائم

علائم لاتین

V_x (m/s) سرعت محوری

U (m/s) سرعت پره

V حجم

V (m/s) بردار سرعت

$\dot{Q}$ (kW) نرخ حرارت

$\dot{W}$ (kW) توان

u (kJ/kg) انرژی داخلی

P (kPa) فشار

v (m³/kg) حجم مخصوص

g (m/s²) شتاب گرانش

z (m) ارتفاع

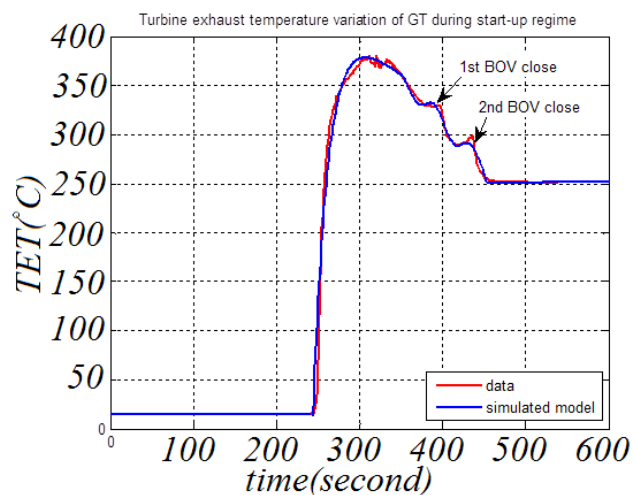


Fig. 8. Variation of exhaust temperature vs. time during start-up

شکل ۸: تغییرات دمای خروجی اگزوز بر حسب زمان طی راه‌اندازی

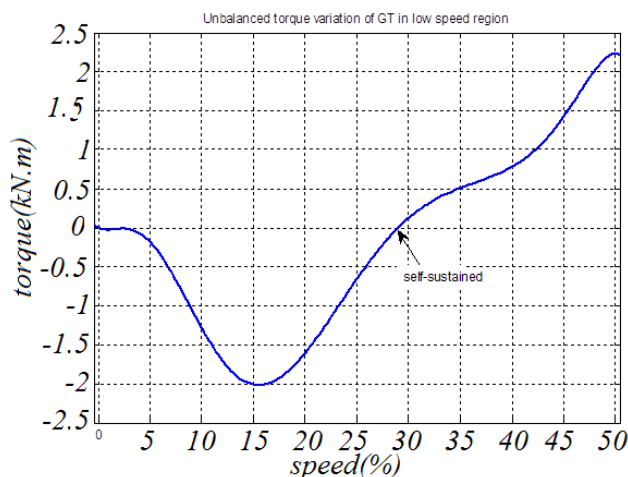


Fig. 9. Variation of net torque vs. percentage of rotational speed during start-up

شکل ۹: تغییرات گشتاور کل بر حسب درصد سرعت دورانی طی راه‌اندازی

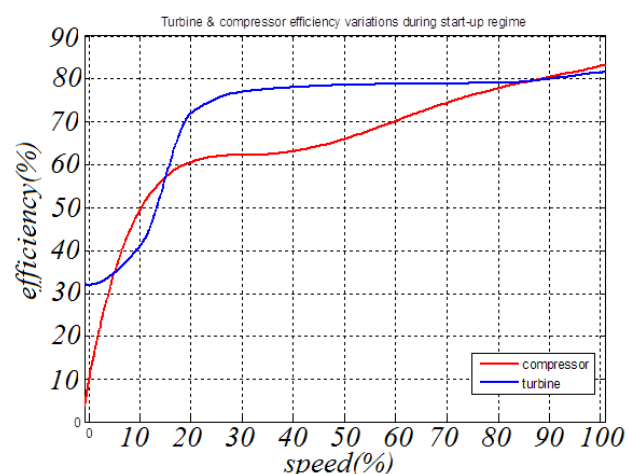


Fig. 10. Variation of turbine and compressor efficiency vs. percentage of rotational speed

شکل ۱۰: تغییرات بازده کمپرسور و توربین بر حسب درصد سرعت دورانی در زمان راه‌اندازی

J.Eng. Gas Turbines Power, 135, pp. 092601-1–092601-7.

- [3] Litt, J. S., Parker, K. I., Chatterjee, S., 2003. “Adaptive Gas Turbine Engine Control for Deterioration Compensation due to Aging”, *16th International Symposium on Air breathing Engines*, Cleveland, OH.
- [4] Borguet, S., Kelner, V., Leonard, O., “Cycle Optimisation of a Turbine Engine: An Approach Based on Genetic Algorithms,” Aerospace and Mechanical Engineering Department, University of Liege, Technical Report.
- [5] Kim, J. H., Song, T. W., Kim, T. S., Ro, S. T., 2001. “Model Development and Simulation of Transient Behavior of Heavy Duty Gas Turbines”, *ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, 123, pp. 589–594.
- [6] Agrawal, R. K., Yunis, M., 1982. “A Generalized Mathematical Model To Estimate Gas Turbine Starting Characteristics”, *Transactions of the ASME*, 104, pp. 194-201.
- [7] Razak, A. M. Y., 2007. “Industrial Gas Turbines Performance and Operability”, CRC Press: Cambridge, UK.
- [8] Fox, R. W., McDonald, A. T., Pritchard, P. J., 2004. “Introduction to Fluid Mechanics”, Sixth Edition, John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, NJ, USA.
- [9] Benser, W. A., 1965. “Compressor Operation with One or More Blade Rows Stalled”, *Aerodynamic Design of Axial-Flow Compressors*, I. A. Johnsen and R. O. Bullock, eds., NASA SP-36, pp. 341–364.
- [10] Walsh, P. P., Fletcher, P., 1998. “Gas Turbine Performance”, 1st Edition, *Blackwell Science Ltd.*, London.

انتالپی H (kJ/kg)

ظرفیت گرمایی فشار ثابت C_p (kJ/kg.K)

ظرفیت گرمایی حجم ثابت C_v (kJ/kg.K)

دما T (K)

ثابت گاز R (kJ/kg.K)

گشتاور G (N.m)

مان اینرسی قطبی J (kg.m²)

علائم یونانی

چگالی ρ (kg/m³)

سرعت دورانی ω (rad/s)

بازده η

زاویه جریان α

منابع

- [1] Kulikov, G. G., Thompson, H. A., 2004. “Dynamic Modeling of Gas Turbines”, *Springer-Verlag London, Ltd.*, UK.
- [2] Asgari, H., Chen, X., Menhaj, M. B., Sainudiin, R., 2013. “Artificial Neural Network–Based System Identification for a Single-Shaft Gas Turbine”, *ASME*

Please cite this article using:

A. Ghaffari, R. Akhgari, E. Abbasi, “Modeling and Simulation of MGT70 Gas Turbine Start-up Procedure” *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 49(2) (2017) 363-370.
DOI: 10.22060/mej.2016.621

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

