



Sensitivity Analysis Effect Environmental Conditions on Dynamic Operation of Fuel System on the GTCP85-180 Micro Gas Turbine

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Sedighi M.¹ PhD,
Aelaei M.*² PhD,
Aghnia M.¹ MSc

How to cite this article

Sedighi M, Aelaei M, Aghnia M. Sensitivity Analysis Effect Environmental Conditions on Dynamic Operation of Fuel System on the GTCP85-180 Micro Gas Turbine. Modares Mechanical Engineering, 2020;20(6):1423-1433.

ABSTRACT

Fuel system is one of the most important parts of the micro gas turbine. Due to the variation of environmental conditions such as temperature, relative humidity of air and height in different geographical locations, the operational features of the fuel system change. In this study, the fuel system of the GTCP85-180 gas turbine is modelled by applying PID mechanical controller. The governing equations of the controller is coupled with classical thermodynamic equations of the gas turbine and the effects of different environmental conditions on start-up and normal operation of the motor are investigated. The range of variations of the environmental conditions is choosed by considering the geographical locations of Iran. The results of the numerical simulation were verified by comparing the numerical results obtained with written code in Matlab software with experimental measurements. The results showed that the environmental temperature has the strongest effect on the operational features of the fuel control system and causes 16.3% variation of exhaust gas temperature, 3.7% variation of fuel discharge, 14.7% variation of start-up time of the motor and 4.7% variation of fuel pressure in injectors. Also, the start-up operation of the motor showed more sensitivity to environmental conditions compared to normal operation of micro gas turbine.

Keywords Micro Gas Turbine, Fuel System, Numerical Simulation, Environmental Parameters, PID

¹Sattari Research Center, Shahid Sattari University of Aeronautical Engineering, Tehran, Iran

²Aerodynamic Department, Aerospace Faculty, Shahid Sattari University of Aeronautical Engineering, Tehran, Iran

*Correspondence

Address: Aerospace Faculty, Shahid Sattari University of Aeronautical Engineering, Ayatollah Saeedi Highway, Tehran, Iran. Postal code: 1384663113
Phone: +98 (21) 64032069
Fax: +98 (21) 64032045
aelaei@ssau.ac.ir

Article History

Received: October 8, 2019
Accepted: January 5, 2020
ePublished: June 20, 2020

CITATION LINKS

[1] Microturbine power conversion technology review [2] Gas turbine powerhouse: The development of the power generation gas turbine at BBC-ABB-Alstom [3] Gas-fired distributed energy resource technology characterizations [4] Gas turbine engineering [5] Industrial gas turbines: Performance and operability [6] Gas turbine performance [7] Gas turbine modelling for load-frequency Control [8] Utility experience with gas turbine testing and modeling [9] Design of gas turbine engine fuel control system using fuzzy logic [10] Transient analysis of a simple cycle gas turbine engine [11] A gas turbine dynamic model for simulation and control [12] Modelling and analysis of a turbojet fuel system [13] Modeling and simulation study of a dynamic gasturbine system in a virtual test bed environment [14] Gas turbine theory [15] Gas turbine handbook principles and practices [16] Thermodynamic analysis of a gas turbine power plant modelled with an evaporative cooler [17] Mechanical governors for hydraulic units [18] Fluid transient in systems [19] Applied hydraulic transients [20] 2G-GTCP85-23, Maintenance Instruction Technical Manual, Series 197

آنالیز حساسیت اثر شرایط محیطی بر عملکرد دینامیکی سیستم سوخت‌رسانی میکروتوربین گازی مدل GTCP 85-180

محمد صدیقی PhD

پژوهشکده شهید ستاری، دانشگاه علوم و فنون هوایی شهید ستاری، تهران، ایران

محمد اعلائی PhD*

گروه آبرودینامیک، دانشکده هوافضا، دانشگاه علوم و فنون هوایی شهید ستاری، تهران، ایران

مهدی اغنیا MSc

پژوهشکده شهید ستاری، دانشگاه علوم و فنون هوایی شهید ستاری، تهران، ایران

چکیده

سیستم سوخت‌رسانی یکی از اجزای مهم و پیچیده میکروتوربین گازی است. با توجه به اینکه شرایط محیطی کارکرد موتور مانند دمای محیط، رطوبت نسبی هوا و ارتفاع کارکرد از سطح دریا بسته به موقعیت جغرافیایی متفاوت است، عملکرد سیستم سوخت‌رسانی نیز دچار تغییر می‌شود. در مطالعه حاضر سیستم سوخت‌رسانی میکروتوربین گازی مدل GTCP85-180 موجود در ایران با استفاده از کنترلر پی‌آی‌دی مکانیکی مدل‌سازی شده است. سپس با زوج‌نیروکردن معادلات کنترل‌کننده و معادلات ترمودینامیک کلاسیک حاکم بر موتور، تاثیر شرایط محیطی مختلف بر راه‌اندازی و کارکرد نامی موتور مورد بررسی قرار گرفته است. بازه تغییرات شرایط محیطی متناسب با موقعیت جغرافیایی شهرهای ایران انتخاب شده است. با مقایسه نتایج حل عددی توسط کد نوشته‌شده در نرم‌افزار متلب با داده‌های تجربی، دقت حل عددی مورد تایید قرار گرفت. نتایج نشان داد که دمای محیط بیشترین تاثیر را بر عملکرد سیستم سوخت‌رسانی میکروتوربین می‌گذارد و موجب می‌شود که دمای گاز خروجی از توربین ۱۶/۳٪، مصرف سوخت ۲/۷٪، زمان راه‌اندازی موتور ۱۴/۷٪ و فشار سوخت انژکتور ۴/۷٪ تغییر کند. همچنین مقایسه نتایج حالت کارکرد نامی موتور با نتایج راه‌اندازی نشان داد که اثر پارامترهای محیطی بر عملکرد سیستم سوخت‌رسانی، در زمان راه‌اندازی موتور بیشتر است.

کلیدواژه‌ها: میکروتوربین گازی، سیستم سوخت‌رسانی، شبیه‌سازی عددی، پارامترهای محیطی، کنترلر پی‌آی‌دی مکانیکی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۷/۱۶

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۱۰/۱۵

*نویسنده مسئول: aelaei@ssau.ac.ir

مقدمه

میکروتوربین‌های گازی در حقیقت توربین‌های گازی در مقیاس کوچک بوده که می‌توانند با انواع سوخت‌ها کار کنند. اگرچه در حال حاضر میکروتوربین‌ها در مقایسه با دیگر سیستم‌های تولید توان به نسبت هزینه بیشتری دارند اما باید توجه داشت که عمر چندان زیادی از ساخت میکروتوربین‌های گازی نمی‌گذرد و با بهبود فناوری تولید این سیستم‌ها، هزینه بهره‌وری آنها نیز کاهش می‌یابد. داشتن یک سیستم تولید انرژی با ساختار ساده، قابل اعتماد، کم‌هزینه و با ابعاد کوچک، استفاده از میکروتوربین‌های گازی را به‌عنوان گزینه مناسبی برای واحد تولید توان کمی در هواپیماها و هلیکوپترها و همچنین به‌عنوان واحد زمینی تولید توان معرفی نموده است.

سیکل ترمودینامیکی میکروتوربین‌های گازی نیز مشابه با توربین‌های گازی بزرگ، سیکل برایتون است [1-3]. برای این‌که میکروتوربین گازی به درستی عمل کند باید تمام اجزای میکروتوربین از جمله سیستم سوخت‌رسانی بدون نقص عمل کنند. سیستم سوخت‌رسانی یکی از جنبه‌های پیچیده میکروتوربین گازی بوده و برای روشن‌کردن، خاموش‌کردن و تغییر بار میکروتوربین، باید میزان سوخت توسط سیستم کنترل سوخت تنظیم شود. با توجه به این‌که عملکرد موتور به شدت به میزان پاشش سوخت در محفظه احتراق وابسته است، طراحی سیستم سوخت‌رسانی باید به گونه‌ای باشد که در تمام حالات کارکرد موتور بتواند موتور را کنترل نماید. تا پیش از دهه ۱۹۷۰ میلادی بیشتر سیستم‌های کنترل سوخت از نوع مکانیکی بودند و به تدریج سیستم‌های کنترلی الکترونیکی توسعه یافتند [4-6]. در زمینه مدل‌سازی توربین‌های گازی تحقیقات زیادی صورت گرفته است. ایلپیسکو و همکاران [7]، حالت پایای توربین گاز در حالت کارکرد نامی را مورد بررسی قرار دارند. آنها با استفاده از روش کنترل بار-فرکانس، شرایط عملکرد توربین را در حالتی که اغتشاشات ناگهانی موجب منحرف‌شدن عملکرد موتور از حالت نامی می‌شود را مدل‌سازی کردند. آنها با بهینه‌کردن کنترلر پی‌آی‌دی (Proportional Integral Derivative: PID) و استفاده از ابزار سیمولینک نرم‌افزار متلب، کارکرد شرایط گذرای توربین را شبیه‌سازی کردند. نتایج تحقیق آنها نشان داد که بهینه‌سازی سیستم کنترل سوخت موجب بهبود روند تغییرات سرعت و فرکانس سیستم می‌شود. هاجاگوس و بروب [8]، گاورنر کنترل سوخت توربین گاز را مدل‌سازی کردند. در این تحقیق با در نظرگرفتن گاورنر الکترونیکی آنالوگ فرآیند راه‌اندازی توربین گاز مولد برق شبیه‌سازی شد و پاسخ سیستم به ورودی پله ارزیابی شد. همچنین مشخص شد که گاورنر توربین باید به گونه‌ای طراحی شود که علاوه بر بالابردن راندمان کل موتور، پاسخ سیستم به نوسانات فرکانس را مختل ننماید. منتظری و سفری [9]، با استفاده از منطق فازی سیستم کنترل سوخت موتور جت را مدل‌سازی کردند. در این مطالعه عملکرد موتور جت توسط معادلات ترمودینامیکی مدل‌سازی شد و سیستم کنترلی آن نیز با در نظرگرفتن منطق فازی پیاده‌سازی شد. نتایج شبیه‌سازی نشان داد که در زمانی که اغتشاشات (حاصل از نوسانات لحظه‌ای در کارکرد موتور مانند زیر باررفتن یا نوسانات حاصل از ناپایداری احتراق) سیستم موجب کاهش یافتن سرعت روتور می‌شود، سیستم کنترل سوخت به سرعت دبی سوخت را افزایش می‌دهد تا نوسانات سرعت روتور نسبت به حالت نامی را خنثی نماید. پارامترهای خروجی این مطالعه دبی سوخت، دمای گاز ورودی به توربین و منطقه کارکرد ایمن موتور بود. همچنین تمامی شبیه‌سازی‌ها برای حالت ایجاد اغتشاش ناگهانی در سرعت روتور انجام شد. کیم و سودا [10]، حالت راه‌اندازی توربین گاز با توان بالا را مدل‌سازی کردند. آنها با در نظرگرفتن گاورنر پی‌آی‌دی الکترونیکی برای کنترل سوخت توربین، تغییرات توان توربین و کمپرسور و نوسانات سرعت روتور را محاسبه

که در آن η_c راندمان کمپرسور و $C_{p,air}$ تابعی از دما و رطوبت نسبی بوده و رابطه آن به صورت زیر است:

$$C_{p,air}(T, \omega) = \left[\frac{1.93277^4}{10^{10}} - \frac{7.9997^3}{10^7} + \frac{1.14077^2}{10^3} - 0.4489T + 1057.5 + \left(\frac{2500}{T} + 1.88 \right) \omega \right] / 10^3 \quad (2)$$

که در آن:

$$\omega = \frac{0.622 P_g}{P - P_g} \quad (3)$$

P فشار محلی، P_g فشار جزئی بخار آب موجود در هوا بوده و برابر است با:

$$P_g = \phi \cdot P_{sat} \quad (4)$$

ϕ رطوبت نسبی هوای محیط و P_{sat} فشار اشباع بخار آب است. مقدار T_2 (دمای خروجی از کمپرسور) در رابطه ۱ طبق رابطه آیزنتروپیک به فشار خروجی کمپرسور مرتبط است:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5)$$

که در آن P_2 فشار خروجی کمپرسور است. طبق رابطه زیر فشار خروجی کمپرسور تابعی از دور موتور (N) است. این رابطه در موتورها به عنوان منحنی مشخصه کمپرسور شناخته شده و نسبت فشار دو سر کمپرسور را با تحلیل ابعادی به متغیرهای کمپرسور مربوط می‌کند. مپ کمپرسور (Cmpressor Map) این موتور در کتاب فنی مرجع [17] موجود است. لذا داریم:

$$\frac{P_2}{P_1} = f \left(\frac{N}{\sqrt{T_1}}, \frac{\dot{m}_1 \sqrt{RT_1}}{P_1 D^2} \right) \quad (6)$$

که در آن اندیس (i) نشان‌دهنده شرایط ورودی به موتور و D قطر موتور است. توان تولیدشده توسط توربین از رابطه ۷ به دست می‌آید. که در آن η_T راندمان توربین و \dot{m}_3 دبی سوخت ورودی به توربین بوده که برابر با مجموع دبی هوا و دبی سوخت است. توان خالص موتور برابر است با:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_c \quad (8)$$

سیستم کنترل سوخت

سیستم کنترل سوخت در تمام حالات عملکرد میکروتوربین گاز وظیفه تامین سوخت موتور را بر عهده دارد. با تغییر شرایط عملکرد موتور مانند تغییر بار موتور، تغییر دمای محیط، تغییر ارتفاع کارکرد موتور و غیره، عملکرد میکروتوربین تغییر می‌کند و پارامترهای عملکردی سیستم کنترل سوخت مانند دبی مصرف سوخت، زاویه پاشش سوخت در انژکتورها، فشار پاشش نازل‌ها و غیره دچار تغییر می‌شود. با تغییر یافتن این موارد ممکن است توان تولیدی و یا سرعت کارکرد موتور تغییر کند. در این حالت سیستم کنترل سوخت با تنظیم کردن موقعیت شیر کنترل سوخت گاورنر، دبی سوخت ورودی به محفظه احتراق را به گونه‌ای تنظیم می‌کند که توان خروجی و سرعت آن به میزان مورد نظر برسد.

قسمت اصلی سیستم کنترل سوخت را گاورنری تشکیل می‌دهد که وظیفه تنظیم شیر کنترل سوخت گاورنر را بر عهده دارد. گاورنرها می‌توانند مکانیکی، الکتریکی و یا دیجیتالی باشند. اگرچه ساختار و ساختمان این گاورنرها با یکدیگر متفاوت بوده ولی اساس عملکرد

کردند. تمرکز تحقیق بر روی جزئیات عملکرد توربین در ابتدای زمان راه‌اندازی موتور بود. مقایسه نتایج حل عددی با داده‌های تجربی صحت نتایج عددی را تصدیق کرد. بررسی نتایج نشان داد که برای جلوگیری از افزایش بیش از حد دمای گاز ورودی به توربین و به تبع آن گاز خروجی از توربین باید فاصله زمانی کوتاهی برای پاشش سوخت در نظر گرفته شود تا امنیت سیستم به خطر نیفتد. در مطالعه‌ای دیگر فرآیند راه‌اندازی توربین گاز با استفاده از روابط ترمودینامیکی مدل‌سازی شد [11]. در این تحقیق اثر دما بر ظرفیت حرارتی مخصوص هوا در نظر گرفته نشد و شبیه‌سازی‌ها برای بررسی اثر راندمان آیزنتروپیک توربین و کمپرسور در حالت راه‌اندازی موتور انجام شد. همچنین سیستم کنترل سوخت موتور به گونه‌ای مدل‌سازی شد که تنها قادر بود مورد نیاز را تامین نماید. لیبرن و همکاران [12]، فرآیند مدل‌سازی دینامیکی عملکرد توربین گاز را با استفاده از سیمولینک و نرم‌افزار AMESim انجام دادند. در این تحقیق اجزای توربین گاز در نرم‌افزار AMESim مدل‌سازی شد و سیستم کنترل سوخت توربین نیز با در نظر گرفتن کنترلر پی‌آی‌دی در سیمولینک متلب پیاده‌سازی شد. سپس این دو بخش توسط روش‌های گوناگون با یکدیگر زوج‌نیرو (Couple) شدند و نتایج شبیه‌سازی با یکدیگر مقایسه شد. نتایج نشان داد که روش رابط کاربردی شبیه‌سازی بهترین روش زوج نیروینگ این دو بخش است. اکثر تحقیقاتی که در رابطه با مدل‌سازی دینامیکی توربین‌های گازی صورت گرفته است بر روی عملکرد کل موتور تمرکز داشته و به جزئیات عملکرد شرایط گذرای سیستم کنترل سوخت نپرداختند. همچنین تاکنون اثر پارامترهای محیطی مانند دمای محیط، رطوبت نسبی و ارتفاع کارکرد از سطح دریا بر عملکرد سیستم کنترل سوخت میکروتوربین‌های گازی مورد بررسی قرار نگرفته است. از این‌رو در این پژوهش سیستم کنترل سوخت میکروتوربین گازی GTCP85-180 به صورت عددی شبیه‌سازی شده و تاثیر پارامترهای محیطی بر عملکرد سیستم کنترل سوخت در حالت راه‌اندازی و کارکرد نامی موتور، مورد مطالعه قرار خواهد گرفت.

روش حل عددی

به منظور شبیه‌سازی عملکرد دینامیکی میکروتوربین گازی باید ابتدا معادلات ترمودینامیکی موتور استخراج شود و سیستم کنترل سوخت میکروتوربین به صورت ریاضی مدل‌سازی شود. سپس با ترکیب این معادلات دستگاه معادلاتی تشکیل می‌شود که با حل عددی آن توسط کد نوشته‌شده در نرم افزار متلب متغیرهای مورد نظر به دست می‌آید. در شکل ۱ میکروتوربین گازی GTCP85-180 نشان داده شده و شماتیک اجزای اصلی موتور نیز در شکل ۲- الف آورده شده است. سیکل ترمودینامیکی میکروتوربین‌های گازی، سیکل معروف برایتون است که در شکل ۲- ب نشان داده شده است. با استفاده از تئوری ترمودینامیک کلاسیک، توان کمپرسور از رابطه ۱ به دست می‌آید [14-16]:

$$\dot{W}_c = \eta_c \dot{m}_1 (h_2 - h_1) = \eta_c \dot{m}_1 \int_{T_1}^{T_2} C_{p,air} dT \quad (1)$$

مشخص شده‌اند.

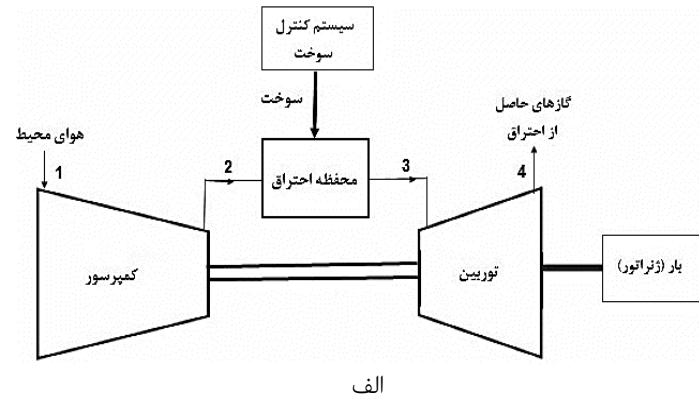
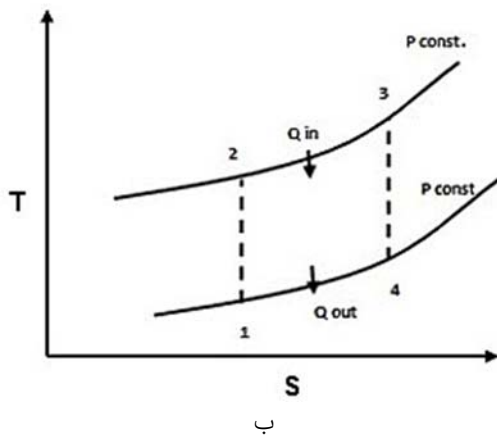
کنترلی آنها مشابه است. کنترلرهای پی‌آی‌دی (تناسبی، انتگرالی، دیفرانسیلی) یکی از رایج‌ترین کنترلرها هستند که برای بسیاری از سیستم‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرند. معادلات حاکم بر مکانیزم عملکرد گاورنرهای پی‌آی‌دی دیجیتالی و الکتریکی با معادلات مربوط به گاورنر مکانیکی یکسان است ولی با توجه به این‌که نحوه اعمال فرآیندهای کنترلی آنها با یکدیگر متفاوت است، ضرایب مربوط به معادلات دیفرانسیلی آنها متفاوت است [18]. سیستم گاورنر میکروتوربین GTCP85-180 از نوع پی‌آی‌دی مکانیکی بوده که در ادامه معادلات حاکم بر آن تشریح می‌شود.

معادلات گاورنر پی‌آی‌دی مکانیکی

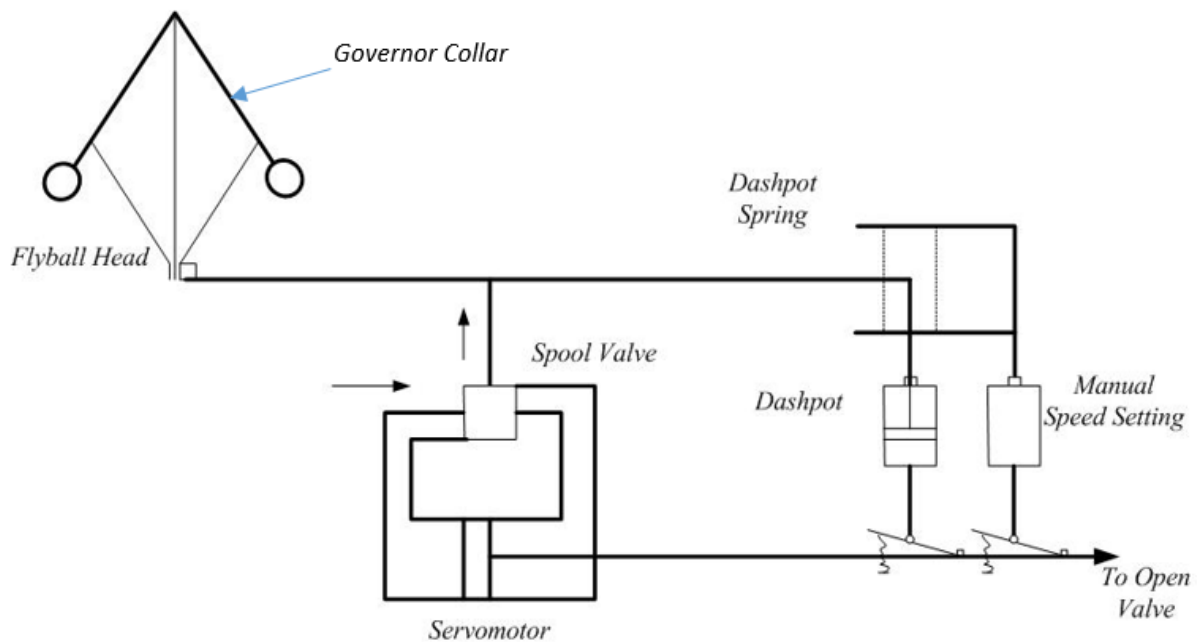
شماتیک سیستم گاورنر در شکل ۳ نشان داده شده است. اجزای اصلی گاورنر چرخ‌لنگرها (Flywheel)، شیر ماسوره‌ای، فنر، میراکننده (Dampens)، سروموتور و شیر کنترل سوخت در شکل



شکل ۱) میکروتوربین گازی GTCP 85-180



شکل ۲) شماتیک اجزای اصلی میکروتوربین گازی، (ب) سیکل ترمودینامیکی موتور [13]



شکل ۳) شماتیک سیستم گاورنر نوع PID مکانیکی [18]

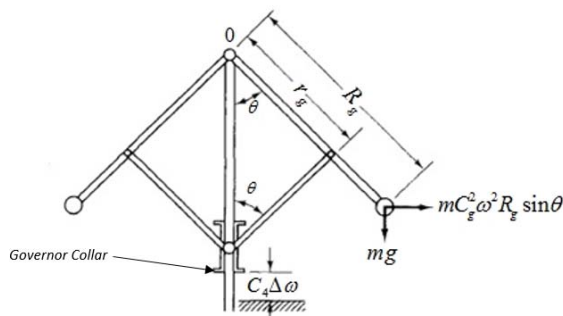
$$2 \left[\frac{y-y_0}{\Delta t} - z_0 \right] + \frac{T_{\dot{\alpha}}}{T_d T_{\alpha}} (y - y_0) + \frac{\Delta t}{2 T_d T_{\alpha}} [\sigma(y + y_0 - 2) + (\alpha + \alpha_0 - 2)] + \frac{\alpha - \alpha_0}{T_{\alpha}} = 0 \quad (13)$$

در معادله ۱۲ اندیس صفر نشان‌دهنده شرایط در شروع هر بازه زمانی است. پارامترهای T_d ، T_{α} ، $T_{\dot{\alpha}}$ و σ پارامترهای وابسته به طراحی گاورنر هستند که با توجه با مشخصات هندسی و مکانیکی اجزای سیستم به دست می‌آیند. همچنین $\alpha = N/N_r$ و y بازشدگی شیر کنترل سوخت گاورنر را نشان می‌دهد. N_r سرعت نامی میکروتوربین بوده که برابر با ۴۲۰۰۰ دور بر دقیقه است.

با استفاده از تغییرات دور موتور به علت بازشدن شیر کنترل سوخت α تغییر کرده، دمای خروجی محفظه احتراق تغییر می‌کند و به این ترتیب روابط ۸-۱۰ موتور با رابطه ۱۲ گاورنر مرتبط می‌شوند. دستگاه معادلاتی توسط ارتباط این روابط حاصل شده که با حل عددی این دستگاه توسط نوشتن کدی در نرم‌افزار برنامه‌نویسی متلب، عملکرد سیستم کنترل سوخت موتور شبیه‌سازی می‌شود. تحت این کدنویسی، شبیه‌سازی سیستم کنترل سوخت در حالت‌های راه‌اندازی، کارکرد نرمال و تغییر بار میکروتوربین انجام شد.

بررسی استقلال نتایج حل عددی از شبکه

برای بررسی استقلال حل عددی از شبکه، پارامترهای دبی سوخت، توان خروجی نامی موتور و زمان راه‌اندازی موتور در نظر گرفته شده است. منظور از زمان راه‌اندازی مدت زمانی است که طول می‌کشد تا میکروتوربین در حالت بی‌باری به سرعت نامی (۴۲۰۰۰ دور بر دقیقه) برسد و با همین سرعت به کارکرد پایای خود برسد. در جدول ۱ نتایج مربوط به راه‌اندازی موتور به‌ازای فاصله‌های زمانی مختلف نشان داده شده است.



شکل ۴) چرخ‌لنگرهای گاورنر [18]

جدول ۱) بررسی استقلال حل عددی از شبکه

زمان (s)	دبی سوخت (Kg/s)	فشار سوخت انژکتور (Kpa)	دمای گاز خروجی (K)	زمان راه‌اندازی (S)
۰/۲۵	۰/۰۱۷۵	۱۰۴/۹۶۱	۴۶۰/۸۸۶	۳۴/۶۱
۰/۱	۰/۰۱۸۷	۱۱۵/۱۱۹	۴۷۱/۴۷۷	۲۹/۵۳
۰/۰۱	۰/۰۱۸۸	۱۱۵/۱۱۹	۴۷۴/۴۷۷	۲۸/۶۷
۰/۰۰۱	۰/۰۱۸۸	۱۱۵/۱۱۹	۴۷۴/۴۷۷	۲۸/۴۸۷
۰/۰۰۰۵	۰/۰۱۸۸	۱۱۵/۱۱۹	۴۷۴/۴۷۷	۲۸/۴۸۴

همان طور که ملاحظه می‌شود به‌ازای Δt های بزرگ‌تر از ۰/۰۱ ثانیه،

ترتیبی که یک تغییر سرعت را دنبال می‌کند را می‌توان مرحله به مرحله مطابق شکل ۳ توصیف نمود. اتفاقات توصیف‌شده، نتیجه اختلال در سیستم بوده که موجب افزایش سرعت می‌شود. افزایش سرعت توربین به سرچرخ‌لنگر منتقل می‌شود که تغییر مکان رو به بالای آن را فراهم می‌آورد و ماحصل انتقال این عمل برابر شکل نشان داده شده، هشدار به رله شیر است تا فشار سروموتور را متوقف یا معکوس کند [19].

مدل‌سازی ریاضی مراحل اشاره‌شده در شکل ۳، رفتار مکانیکی گاورنر را توصیف می‌نماید. این مراحل شامل مدل‌سازی ریاضی چرخ‌لنگرها و به‌دست‌آوردن معادله ریاضی کولار گاورنر، مدل ریاضی سیستم اهرم و سیستم میراکننده است. این روش که انحراف سرعت را از سرعت پایا $(\omega - \omega_0)$ مدل‌سازی می‌کند، دارای فرضیات و ساده‌سازی‌های زیر است [19]:

در مدل‌سازی کولار گاورنر، از بارهای اصطکاکی و وزنی، به‌جز در چرخ‌لنگرها صرف نظر می‌شود. سیستم اهرم کاملاً مناسب است، به این معنی که کمترین حرکتی در شیر رله سبب تغییر در سروموتور خواهد شد. جریان عبوری از پیستون میراگر، Q_p آرام در نظر گرفته می‌شود. در شکل ۴ فرض شده است که چرخ‌لنگرها توسط مفصل به بدنه اصلی متصل شده‌اند و از بارهای اصطکاکی و وزنی، به‌جز در چرخ‌لنگرها صرف نظر می‌شود. سرعت زاویه‌ای چرخ‌لنگر را با ω_g نشان می‌دهیم که $\omega_g = C_g \omega$ و در آن C_g یک ثابت است. پس از گشتاور گیری حول o داریم [19]:

$$m C_g^2 \omega^2 R_g^2 \sin \theta \cos \theta = m g R_g \sin \theta \quad (9)$$

پس از مقداری ساده‌سازی، تغییر مکان کولار گاورنر از حالت پایا به صورت زیر به دست می‌آید [18]:

$$C_4 (\omega - \omega_0) = 2 \gamma_g (\cos \theta_0 - \cos \theta) = \frac{2 g \gamma_g (\omega + \omega_0)}{R_g C_g^2 \omega_0^2} (\omega - \omega_0) \quad (10)$$

اگر تغییرات سرعت به‌طور نسبی کوچک باشد، می‌توان سمت راست معادله ۱۰ را خطی‌سازی نمود:

$$C_4 = \frac{4 g \gamma_g}{R_g C_g^2 \omega_0^3} = \frac{4 \gamma_g}{\omega_0} \cos \theta_0 \quad (11)$$

در نتیجه، تغییر مکان کولار چرخ‌لنگر به صورت $C_4 \Delta \omega$ بیان می‌شود. این مدل‌سازی، مکان هندسی چرخ‌لنگرها را به انحراف سرعت دوران مرتبط می‌کند. این انحراف سرعت، سرعت سروموتور اصلی و تغییر مکان شیر اطمینان به ثابت زمانی چالاکتی وابسته هستند. در اینجا فرض می‌شود که نرخ تغییرات مکان Y مکانیزم کنترل سرعت، با تغییر مکان شیر ماسوره‌ای متناسب است که دقیقاً معادل با متناسب بودن سرعت نسبی سروموتور اصلی با تغییر انحراف سرعت است [18].

با مدل‌سازی ریاضی سیستم گاورنر معادله حاکم بر آن به صورت زیر است [18, 19]:

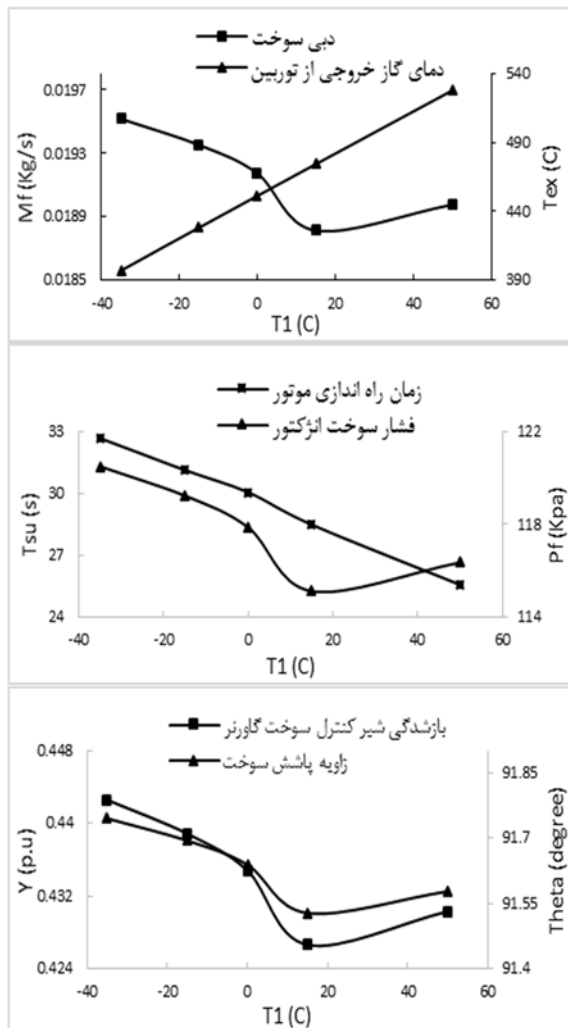
$$T_d T_{\alpha} \frac{d^2 y}{dt^2} + T_{\dot{\alpha}} \frac{dy}{dt} + \sigma (y - 1) + \alpha - 1 + T_d \frac{d \alpha}{dt} = 0 \quad (12)$$

با انتگرال‌گیری از معادله ۹ در بازه زمانی Δt معادله ۱۰ به دست می‌آید:

حال تغییر است. رطوبت نسبی نیز به طور کلی می‌تواند از نزدیک به صفر تا نزدیک به ۱۰۰٪ متغیر باشد.

آنالیز حساسیت حالت راه‌اندازی موتور به شرایط محیطی مختلف اثر دمای محیط

نتایج مدل‌سازی برای دماهای -۳۵، -۱۵، ۰، ۱۵ و ۵۰ درجه سانتی‌گراد در نمودار ۲ نشان داده شده است. لازم به ذکر است که فشار محیط و رطوبت نسبی در تمام دماها ثابت و به ترتیب ۱۰۱/۳۲۵ کیلو پاسکال و ۳۰٪ در نظر گرفته شده است.



نمودار ۲) عملکرد سیستم کنترل سوخت با تغییر دمای محیط در زمان راه‌اندازی موتور

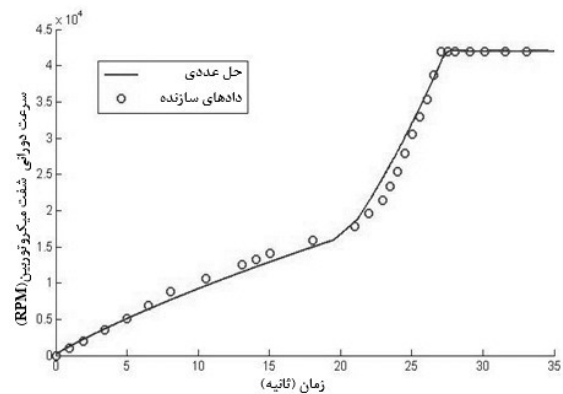
متغیرهای خروجی مورد نظر شامل دبی سوخت (M_f)، دمای گاز خروجی از توربین (T_{ex})، زمان راه‌اندازی موتور (T_{su})، فشار سوخت انژکتور (P_f)، بازشدگی نسبی شیر کنترل سوخت گاورنر (Y) و زاویه پاشش سوخت در محفظه احتراق (θ) است. همان طور که ملاحظه می‌شود با افزایش دمای محیط، زمان راه‌اندازی موتور کاهش قابل ملاحظه‌ای می‌یابد ولی دمای خروجی از توربین با شیب زیادی افزایش می‌یابد. رابطه بین تغییرات دمای محیط با

مقادیر دبی سوخت، فشار سوخت انژکتور، دمای گاز خروجی از توربین و زمان راه‌اندازی به سمت عدد مشخصی میل می‌کنند و این امر مستقل بودن نتایج حل عددی از شبکه حل را نشان می‌دهد.

راستی‌آزمایی نتایج حل عددی

برای تایید صحت نتایج حل عددی، از داده‌های سازنده میکروتوربین GTCP85-180 در حالت راه‌اندازی استاندارد استفاده شده است [20]. در حالت استاندارد دما و فشار محیط به ترتیب ۱۵ درجه سانتی‌گراد و ۱۰۱/۳۲۵ کیلو پاسکال است. بار نامی موتور ۱۶۰ اسب بخار معادل با ۱۱۹/۳ کیلو وات است. همان طوری که در بخش‌های قبل توضیح داده شد سیستم کنترلی میکروتوربین به گونه‌ای طراحی شده است که در تمام شرایط عملکردی مختلف، زمان راه‌اندازی موتور (رسیدن به سرعت نامی ۴۲۰۰۰ دور بر دقیقه) از ۶۰ ثانیه کمتر باشد، در غیراین صورت شیر کنترل سوخت بسته شده و موتور خاموش می‌شود.

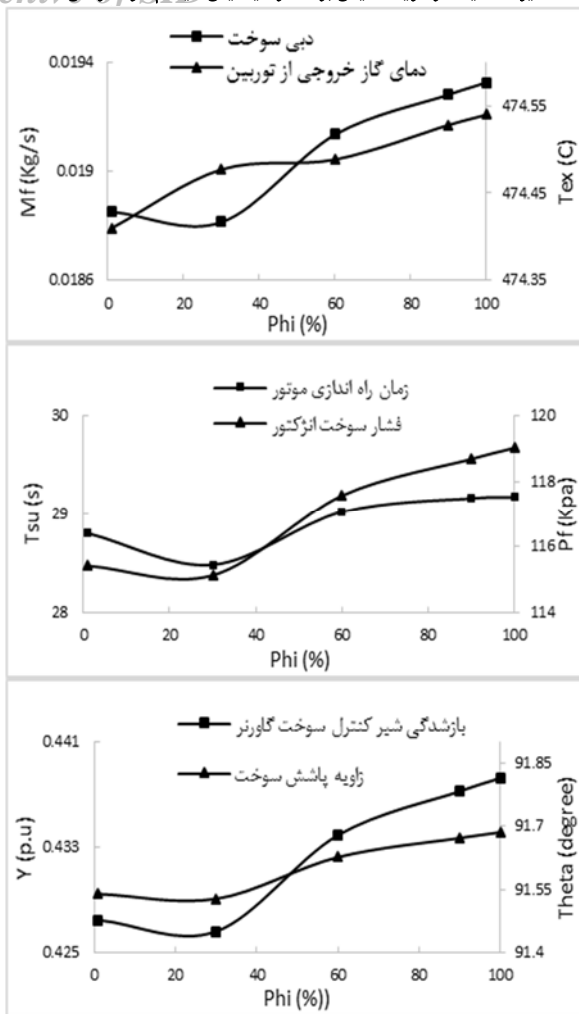
مقایسه نتایج حل عددی با مقادیر موجود در کتاب میکروتوربین در حالت راه‌اندازی میکروتوربین در نمودار ۱ نشان داده شده است. این نمودار تغییرات سرعت دورانی شفت میکروتوربین را نسبت به زمان نشان می‌دهد. همان طور که مشاهده می‌شود تطابق خوبی بین نتایج تجربی و عددی وجود دارد. زمان تجربی راه‌اندازی میکروتوربین ۲۷/۷ ثانیه بوده و زمان به دست آمده از شبیه‌سازی عددی ۲۸/۴۸ ثانیه است. در نتیجه خطای مربوط به محاسبه زمان راه‌اندازی میکروتوربین ۲/۸۲٪ است که مقدار قابل قبولی است.



نمودار ۱) مقایسه نتایج حل عددی با داده‌های تجربی برای حالت راه‌اندازی میکروتوربین

نتایج حل عددی

در این قسمت نتایج حل عددی برای دو حالت راه‌اندازی و کارکرد نامی موتور بررسی می‌شود. در هر یک از این حالت‌ها اثر سه پارامتر دمای محیط، رطوبت نسبی و ارتفاع از سطح دریا مورد بررسی قرار می‌گیرد. در کشور ایران با توجه به شرایط جغرافیایی مختلف شهرها، دمای محیط تقریباً از ۳۵- درجه سانتی‌گراد برای شهرکرد تا ۵۰- درجه سانتی‌گراد برای اهواز متغیر است. همچنین ارتفاع از سطح دریا نیز تقریباً از ۴ متر برای بوشهر تا ۲۴۵۰ متر برای فریدونشهر اصفهان در



نمودار ۳) عملکرد سیستم کنترل سوخت با تغییر رطوبت نسبی در زمان راه اندازی موتور

جدول ۳) بیشترین تغییرات نسبت به حالت استاندارد برای رطوبت نسبی‌های مختلف در زمان راه اندازی موتور (اعداد برحسب درصد)

متغیر	واحد	بیشترین تغییرات نسبت به حالت استاندارد
دبی سوخت	کیلوگرم بر ثانیه	۲/۷۱
دمای گاز خروجی از میکروتوربین	سانتی‌گراد	۰/۰۲
زمان راه اندازی موتور	ثانیه	۲/۴
فشار سوخت انژکتور	کیلو پاسکال	۳/۴
بازشدگی شیر کنترل سوخت	میلی‌متر	۲/۷۳
زاویه پاشش سوخت در محفظه احتراق	درجه	۰/۱۷

اثر ارتفاع از سطح دریا

نتایج مدل‌سازی برای ارتفاع از سطح دریا ۰، ۶۰۰، ۱۲۰۰، ۱۸۰۰ و ۲۴۵۰ متر در نمودار ۴ نشان داده شده است. لازم به ذکر است که رطوبت نسبی در تمام ارتفاع‌ها ثابت و برابر با ۳۰٪ در نظر گرفته شده است.

زمان راه‌اندازی و دمای گاز خروجی خطی است. همچنین با افزایش دمای محیط، دبی سوخت، زاویه پاشش سوخت، فشار سوخت و بازشدگی شیر کنترل سوخت ابتدا کاهش می‌یابد تا جایی که تقریباً بعد از دمای ۲۰ درجه سانتی‌گراد این متغیرها شروع به افزایش می‌کنند. دلیل این امر به منحنی‌های عملکرد میکروتوربین گاز و تغییرات چگالی هوا با دمای محیط مرتبط است و همچنین تاثیر دمای اولیه سوخت بر انرژی تولیدشده در محفظه احتراق از عوامل تاثیرگذار است. بیشترین تغییرات این متغیرها در بازه دمایی بین ۰ تا ۱۵ درجه سانتی‌گراد رخ می‌دهد. در جدول ۲ بازه بیشترین تغییرات متغیرها نسبت به حالت استاندارد ($T_1=15\text{ }^\circ\text{C}$, $P_{atm}=101,325\text{ KPa}$, $\Phi=30\%$) نشان داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود بیشترین تغییرات مربوط به دمای گاز خروجی از توربین ۱۶/۳٪ و کمترین تغییرات مربوط به زاویه پاشش سوخت ۰/۲۴٪ است.

جدول ۲) بیشترین تغییرات نسبت به حالت استاندارد برای دماهای مختلف در زمان راه‌اندازی موتور (اعداد برحسب درصد)

متغیر	واحد	بیشترین تغییرات نسبت به حالت استاندارد
دبی سوخت	کیلوگرم بر ثانیه	۳/۷
دمای گاز خروجی از میکروتوربین	سانتی‌گراد	۱۶/۳
زمان راه‌اندازی موتور	ثانیه	۱۴/۷
فشار سوخت انژکتور	کیلو پاسکال	۴/۷
بازشدگی شیر کنترل سوخت	میلی‌متر	۳/۶
زاویه پاشش سوخت در محفظه احتراق	درجه	۰/۲۴

اثر رطوبت نسبی

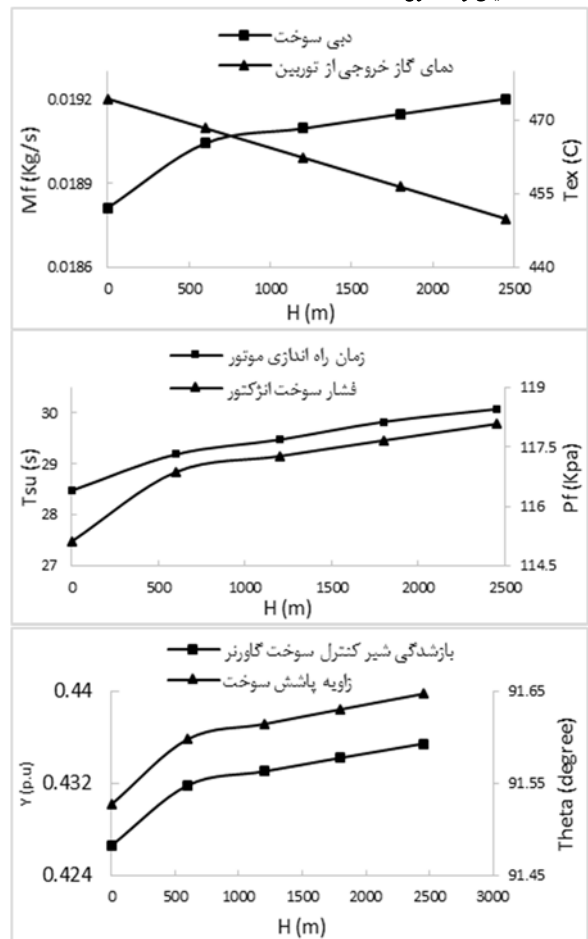
نتایج مدل‌سازی برای رطوبت نسبی ۰، ۳۰، ۶۰، ۹۰ و ۱۰۰٪ در نمودار ۳ نشان داده شده است. لازم به ذکر است که فشار و دمای محیط در تمام رطوبت نسبی‌ها ثابت و به ترتیب ۱۰۱/۳۲۵ کیلو پاسکال و ۱۵ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است.

با افزایش رطوبت نسبی تمامی متغیرها افزایش می‌یابند ولی شیب این تغییرات برای بازشدگی شیر کنترل گاورنر و زاویه پاشش سوخت در محفظه احتراق بیشتر از بقیه متغیرها است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود تغییرات رطوبت نسبی تاثیر اندکی بر روی دمای گاز خروجی از توربین می‌گذارد ولی تاثیر آن بر روی فشار سوخت انژکتور زیاد است. بازه بیشترین تغییرات متغیرها نسبت به حالت استاندارد در جدول ۳ نشان داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود بیشترین تغییرات مربوط به فشار سوخت انژکتور ۳/۴٪ و کمترین تغییرات، مربوط به دمای گاز خروجی از میکروتوربین ۰/۰۲٪ است. همچنین با مقایسه جداول ۲ و ۳ مشاهده می‌شود که همان‌طور که انتظار می‌رود تاثیر رطوبت نسبی کمتر از دمای محیط است.

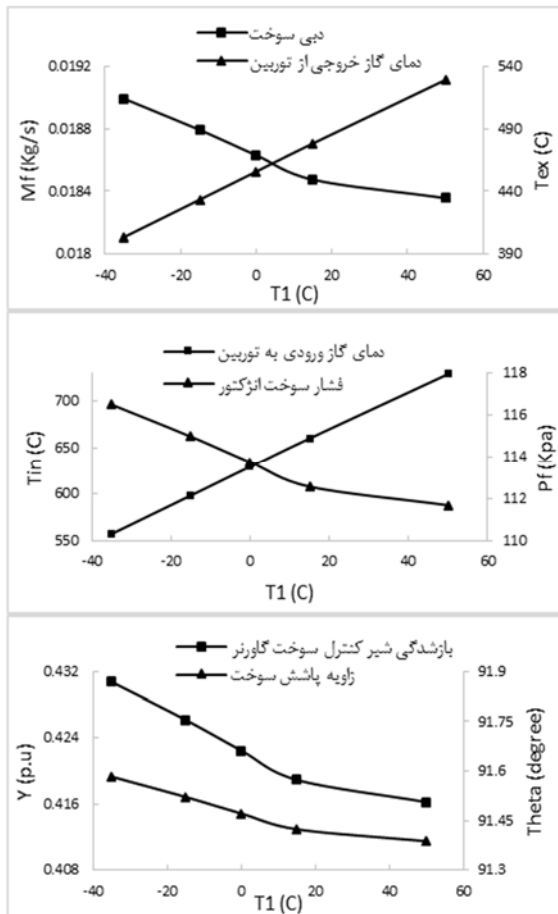
کارکرد نامی موتور، مشابه با قسمت قبل، عملکرد سیستم کنترل سوخت برای دماهای ۳۵-، ۱۵-، ۰، ۱۵ و ۵۰ درجه سانتی‌گراد شبیه‌سازی شده است. میکروتوربین گازی GTCP 85-180 در حالت نامی توان ۱۱۹/۳ کیلو وات را در شرایط استاندارد تولید می‌نماید و سرعت نامی آن ۴۲۰۰۰ دور بر دقیقه است. اثر دمای محیط بر متغیرهای مختلف سیستم سوخت‌رسانی در نمودار ۵ نشان داده شده است.

جدول (۴) بیشترین تغییرات نسبت به حالت استاندارد برای ارتفاع‌های مختلف در زمان راه‌اندازی موتور (اعداد برحسب درصد)

متغیر	واحد	بیشترین تغییرات نسبت به حالت استاندارد
دبی سوخت	کیلوگرم بر ثانیه	۲/۱
دمای گاز خروجی از میکروتوربین	سانتی‌گراد	۵/۲
زمان راه‌اندازی موتور	ثانیه	۵/۶
فشار سوخت انژکتور	کیلو پاسکال	۲/۶
بازشدگی شیر کنترل سوخت	میلی‌متر	۲/۱
زاویه پاشش سوخت در محفظه احتراق	درجه	۰/۱۳



نمودار (۴) عملکرد سیستم کنترل سوخت با تغییر ارتفاع از سطح دریا در زمان راه‌اندازی موتور



نمودار (۵) عملکرد سیستم کنترل سوخت با تغییر دمای محیط در کارکرد نامی موتور

همان‌طور که ملاحظه می‌شود با افزایش ارتفاع، زمان راه‌اندازی موتور افزایش می‌یابد ولی دمای گازی خروجی از توربین کاهش می‌یابد و روند تغییرات هر دو متغیر رابطه‌ای خطی با تغییرات ارتفاع دارد. زاویه پاشش سوخت، دبی سوخت، بازشدگی شیر کنترل سوخت و فشار سوخت با افزایش ارتفاع افزایش می‌یابند و شیب این تغییرات در ارتفاع‌های کم (زیر ۶۰۰ متر) بیشتر است. بیشترین تغییرات متغیرها نسبت به شرایط استاندارد در جدول ۴ نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود بیشترین تغییرات مربوط به زمان راه‌اندازی است (۵/۶٪) و کمترین مربوط به زاویه پاشش سوخت در محفظه احتراق (۰/۱۳٪) است.

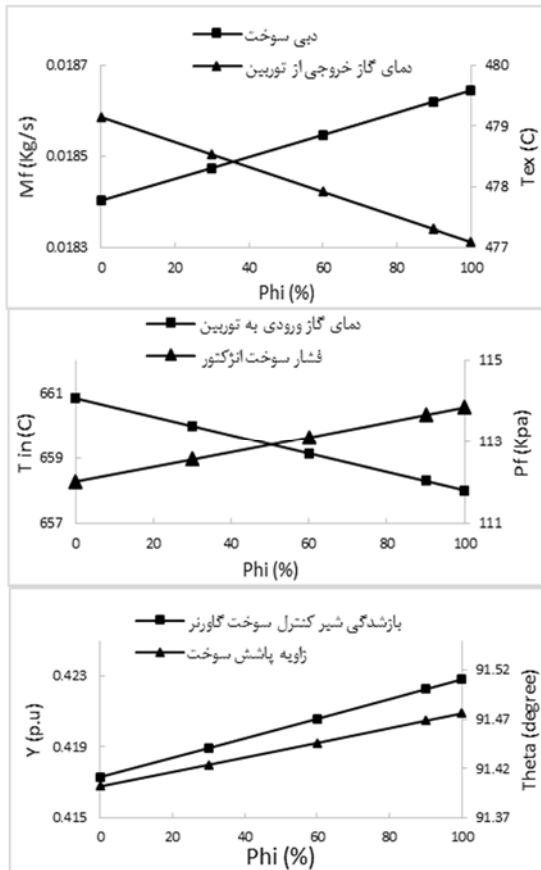
با تحلیل جداول و نمودارهای به‌دست‌آمده در این قسمت ملاحظه می‌شود که حساسیت متغیرها نسبت به ارتفاع از سطح دریا، از تاثیر دمای محیط کمتر ولی از رطوبت نسبی بیشتر است. در نتیجه در زمان طراحی سیستم کنترل سوخت میکروتوربین باید به تغییرات دمای محل کارکرد موتور و ارتفاع کاری میکروتوربین توجه ویژه‌ای شود.

آنالیز حساسیت حالت کارکرد نامی موتور به شرایط محیطی مختلف اثر دمای محیط

برای بررسی اثر دمای محیط بر سیستم کنترل سوخت در حالت

جدول ۵) بیشترین تغییرات نسبت به حالت استاندارد برای دماهای محیط مختلف در حالت کارکرد نامی موتور (اعداد برحسب درصد)

متغیر	واحد	بیشترین تغییرات نسبت به حالت استاندارد
دبی سوخت	کیلوگرم بر ثانیه	۴/۹
دمای گاز خروجی از میکروتوربین	سانتی‌گراد	۱۶/۱
دمای گاز ورودی به توربین	سانتی‌گراد	۱۶
فشار سوخت انژکتور	کیلو پاسکال	۶/۵
بازشدگی شیر کنترل سوخت	میلی‌متر	۴/۸
زاویه پاشش سوخت در محفظه احتراق	درجه	۰/۵



نمودار ۶) عملکرد سیستم کنترل سوخت با تغییر رطوبت نسبی در کارکرد نامی موتور

جدول ۶) بیشترین تغییرات نسبت به حالت استاندارد برای رطوبت نسبی‌های مختلف در حالت کارکرد نامی موتور (اعداد برحسب درصد)

متغیر	واحد	بیشترین تغییرات نسبت به حالت استاندارد
دبی سوخت	کیلوگرم بر ثانیه	۱
دمای گاز خروجی از میکروتوربین	سانتی‌گراد	۰/۳
دمای گاز ورودی به توربین	سانتی‌گراد	۰/۳
فشار سوخت انژکتور	کیلو پاسکال	۱/۳
بازشدگی شیر کنترل سوخت	میلی‌متر	۰/۹
زاویه پاشش سوخت در محفظه احتراق	درجه	۰/۱

همان طور که ملاحظه می‌شود با کاهش دمای محیط، دمای گاز ورودی به توربین خروجی از توربین، هر دو به صورت خطی کاهش پیدا می‌کنند. دبی سوخت، زاویه پاشش سوخت در محفظه احتراق، بازشدگی شیر کنترل سوخت گاورنر و فشار سوخت انژکتور با افزایش دمای محیط کاهش پیدا می‌کنند و شیب تغییرات آنها در دماهای پایین‌تر، بیشتر است.

بیشترین تغییرات متغیرها در جدول ۵ آورده شده است. همان طور که مشاهده می‌شود دمای گاز خروجی از توربین بیشترین حساسیت را به دمای محیط دارا هستند (۱۶/۱%) و زاویه پاشش سوخت نیز کمترین حساسیت (۰/۵%) را به دمای محیط دارد.

اثر رطوبت نسبی

برای بررسی اثر دمای محیط بر سیستم کنترل سوخت در حالت کارکرد نامی موتور، مشابه با قسمت قبل، عملکرد سیستم کنترل سوخت برای رطوبت نسبی ۰، ۵-۳، ۶۰، ۹۰ و ۱۰۰ شبیه‌سازی شده است و نتایج آن در نمودار ۶ نشان داده شده است.

همان طور که مشاهده می‌شود تمام متغیرها با رطوبت نسبی به صورت خطی تغییر می‌یابند. با افزایش رطوبت نسبی هوای ورودی به میکروتوربین، دمای گاز ورودی به توربین و خروجی از توربین کاهش می‌یابند ولی دبی سوخت، فشار سوخت، زاویه پاشش سوخت و بازشدگی شیر کنترل سوخت گاورنر افزایش می‌یابند. بیشترین تغییرات متغیرها در جدول ۶ نشان داده شده است. بیشترین تغییرات مربوط به فشار سوخت انژکتور با عدد ۱/۳% است و کمترین تغییرات را زاویه پاشش سوخت در محفظه احتراق با میزان ۰/۱% دارا است. همچنین باید توجه داشت که حساسیت متغیرها نسبت به دمای محیط به مراتب بیش از تاثیر رطوبت نسبی است.

اثر ارتفاع از سطح دریا

نتایج مدل‌سازی برای ارتفاع از سطح دریا ۰، ۶۰۰، ۱۲۰۰، ۱۸۰۰ و ۲۴۵۰ متر در حالت کارکرد نامی در نمودار ۷ نشان داده شده است. لازم به ذکر است که رطوبت نسبی در تمام ارتفاعها ثابت و برابر با ۳۰% در نظر گرفته شده است.

با توجه به نمودار ۷ هر چه ارتفاع کارکرد موتور از سطح دریا بیشتر می‌شود با وجود این که دبی سوخت مصرفی موتور افزایش می‌یابد ولی دمای گاز ورودی به توربین و خروجی از توربین کاهش می‌یابند. در نتیجه مصرف سوخت مخصوص موتور در ارتفاعهای بالاتر بیشتر است و کارکرد موتور به نسبت صرفه اقتصادی کمتری دارد. همچنین با افزایش ارتفاع، فشار سوخت انژکتور، بازشدگی شیر کنترل سوخت گاورنر و زاویه پاشش سوخت افزایش می‌یابند. همچنین متغیرها به صورت خطی نسبت به ارتفاع تغییر می‌کنند. ماکزیمم تغییرات این متغیرها در جدول ۷ آورده شده است. بیشترین حساسیت مربوط به دمای گاز خروجی از توربین با میزان ۵/۲% بوده و کمترین حساسیت مربوط به زاویه پاشش سوخت با میزان ۰/۲% است.

(۵/۲٪) مربوط به دمای گاز خروجی از توربین و کمترین حساسیت مربوط به زاویه پاشش سوخت (۰/۲٪) است.

پیشنهاد می‌شود فرآیند شتاب‌گیری با توجه به منحنی‌های عملکردی کمپرسور، توربین و بار برای کارهای بعدی بررسی شود تا علاوه بر تجزیه و تحلیل کیفیت کنترلر وضعیت در دور نگه‌داشتن موتور از شرایط حساس مشاهده شود.

تشکر و قدردانی: موردی توسط نویسندگان بیان نشده است.

تاییدیه‌های اخلاقی: موردی توسط نویسندگان بیان نشده است.

تعارض منافع: موردی توسط نویسندگان بیان نشده است.

سهم نویسندگان: موردی توسط نویسندگان بیان نشده است.

منابع مالی: موردی توسط نویسندگان بیان نشده است.

منابع

- 1- Staunton RH, Ozpineci B. Microturbine power conversion technology review. 2003;106617854. Available From: <https://www.semanticscholar.org/paper/MICROTURBINE-POWER-CONVERSION-TECHNOLOGY-REVIEW-Staunton-Ozpineci/c6d88c1b8adc45ba1c2b9f3271a522dca08837f2#paper-header>
- 2- Dietrich E. Gas turbine powerhouse: The development of the power generation gas turbine at BBC-ABB-Alstom. Walter de Gruyter. 2013.
- 3- Goldstein L, Hedman B, Knowles D, Freedman S, Woods R, Schweizer T. Gas-fired distributed energy resource technology characterizations. United States: National Renewable Energy Laboratory, Department of Energy Laboratory Operated by Midwest Research Institute-Battelle; 2003 Jan. Report No.: AS73.2002. Contract No.: DE-AC36-99-GO10337.
- 4- Harman RT. Gas turbine engineering. 1st edition. London: Macmillan Press Ltd.; 1981.
- 5- Razak AMY. Industrial gas turbines: Performance and operability. Cambridge: Woodhead Publishing; 2007.
- 6- Walsh PP, Fletcher P. Gas turbine performance. Fairfield: Blackwell Science Ltd.; 1998.
- 7- Ilescu SS, Fagarasan I, Soare C, Popescu V. Gas turbine modelling for load-frequency Control. Scientific Bulletin, University Politehnica Bucharest, Series C: Electrical Engineering; 2008;70(4):13-20.
- 8- Hajagos LM, Berube GR. Utility experience with gas turbine testing and modeling. Power Engineering Society Winter Meeting, Conference Proceedings (Cat. No.01CH37194); 2001 Jan 28 – Feb 1; Columbus: IEEE (Institute of Electrical and Electronics Engineers); 2002.
- 9- Montazeri GhM, Safari A. Design of gas turbine engine fuel control system using fuzzy logic. The 6th Iranian Aerospace Society Conference. Tehran: Iranian Aerospace Society; 2007.
- 10- Kim SY, Soudarev B. Transient analysis of a simple cycle gas turbine engine. KSAS International Journal. 2000;1(2):22-29. [Chines]
- 11- Perez-Blanco H, Henricks TB. A gas turbine dynamic model for simulation and control. Presented at the International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition; Stockholm, Sweden: The American Society of Mechanical Engineers; 1998.
- 12- Le Brun C, Godoy E, Beauvois D, Le Pache G, Noguera

جدول ۷) بیشترین تغییرات نسبت به حالت استاندارد برای ارتفاع‌های مختلف در حالت کارکرد نامی موتور (اعداد برحسب درصد)

متغیر	واحد	بیشترین تغییرات نسبت به حالت استاندارد
دبی سوخت	کیلوگرم بر ثانیه	۱/۷
دمای گاز خروجی از میکروتوربین	سانتی‌گراد	۵/۲
دمای گاز ورودی به توربین	سانتی‌گراد	۵/۱
فشار سوخت انژکتور	کیلو پاسکال	۲/۲
پاشش شیر کنترل سوخت	میلی‌متر	۱/۶
زاویه پاشش سوخت در محفظه احتراق	درجه	۰/۲

با مقایسه جداولی که در این قسمت به‌دست آمده‌اند مشاهده می‌شود که بیشترین و کم‌ترین حساسیت پارامترهای مساله به ترتیب مربوط به دمای محیط و رطوبت نسبی است. با توجه به نتایج شبیه‌سازی عملکرد دینامیکی میکروتوربین گازی GTCP85-180 در حالت راه‌اندازی و کارکرد نامی مشخص می‌شود که در مجموع، تاثیر پارامترهای دمای محیط، ارتفاع از سطح دریا و رطوبت نسبی بر روی مشخصه‌های عملکردی سیستم کنترل سوخت در زمان راه‌اندازی موتور بیشتر از حالت کارکرد نامی موتور است. در نتیجه در هنگام طراحی سیستم کنترل سوخت این میکروتوربین باید به پروسه راه‌اندازی موتور توجه ویژه‌ای شود.

نتیجه‌گیری کلی

هدف اصلی در این مقاله بررسی اثر پارامترهای محیطی دما، رطوبت نسبی و ارتفاع کارکرد موتور از سطح دریا بر روی عملکرد سیستم سوخت‌رسانی بود. سیستم گاورنر کنترل سوخت موتور مدل‌سازی شد و معادلات حاکم بر آن با معادلات ترمودینامیکی موتور زوج نیرو شد. مقایسه نتایج عددی با داده‌های تجربی دقت حل عددی را تصدیق کرد. نتایج نشان می‌دهد، حالت راه‌اندازی موتور نسبت به کارکرد نامی موتور حساسیت بیشتری به شرایط محیطی دارد. در حالت راه‌اندازی موتور، دمای گازهای خروجی از توربین بیشترین حساسیت (۱۶/۳٪) و زاویه پاشش سوخت کمترین حساسیت (۰/۲۴٪) را به تغییرات دمای محیط دارند. همچنین فشار سوخت انژکتور بیشترین حساسیت (۳/۴٪) و دمای گاز خروجی از میکروتوربین کمترین حساسیت (۰/۰۲٪) را به تغییرات رطوبت نسبی دارند. در این حالت، زاویه پاشش سوخت در محفظه احتراق کمترین حساسیت (۰/۱۳٪) دارد و زمان راه‌اندازی موتور بیشترین حساسیت (۵/۶٪) را به ارتفاع کارکرد از سطح دریا دارند.

در حالت کارکرد نامی موتور، دمای گاز خروجی از توربین بیشترین حساسیت (۱۶/۱٪) و زاویه پاشش سوخت نیز کمترین حساسیت (۰/۰۵٪) را به دمای محیط دارد. همچنین بیشترین تغییرات مشخصات سیستم کنترل سوخت مربوط به فشار سوخت انژکتور (۱/۳٪) و کمترین تغییرات را زاویه پاشش سوخت در محفظه احتراق (۰/۱٪) دارا است. در این حالت، بیشترین حساسیت به ارتفاع

gas turbine power plant modelled with an evaporative cooler. International Journal of Thermodynamics. 2014;17(1):14-20.

17- United States Department of the Interior Bureau of Reclamation. Mechanical governors for hydraulic units. Colorado, USA: Hydraulic Research and Technical Services Group; 2002.

18- Wylie EB, Streeter VL, Suo L. Fluid transient in systems. Englewood Cliffs, NJ: Prentice Hall; 1993.

19- Chaudhry MH. Applied hydraulic transients. New York: Springer-Verlag; 1979.

20- IRIAF Technical Order. 2G-GTCP85-23, Maintenance Instruction Technical Manual, Series 197. Unknown city: IRIAF Technical Order; 1977.

R. Modelling and analysis of a turbojet fuel system. International Journal of Computer Theory and Engineering. 2014;6(3):260-266.

13- Thirunavukarasu E. Modeling and simulation study of a dynamic gasturbine system in a virtual test bed environment [dissertation]. South Carolina: University of South Carolina; 2013.

14- Cohen H, Rogers GFC, Saravanamuttoo HIH. Gas turbine theory. Harlow: Longman Scientific & Technical; 1987.

15- Giampaolo T. Gas turbine handbook principles and practices. 3rd edition. Lilburn, Georgia: fairmont press; 2006.

16- Oyedepo SO, Kilanko O. Thermodynamic analysis of a