

## شبیه‌سازی عملکرد کنترل مکانیکی سوخت یک موتور توربوجت

محمد مهدی دوستدار<sup>۱</sup>

دانشکده فنی مهندسی،

دانشگاه جامع امام حسین(ع)

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۵/۱۱/۱۸؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۶/۰۸/۲۰)

### چکیده

در این مقاله، به طراحی و شبیه‌سازی واحد کنترل مکانیکی سوخت یک موتور توربوجت تک‌محوره به‌همراه شبیه‌سازی موتور پرداخته می‌شود. بدین منظور، پس از بیان اهمیت سیستم کنترل و معرفی و دسته‌بندی مدهای کنترلی یک موتور توربوجت سبک، ابتدا الگوریتم شبیه‌سازی حالت پایا و سپس گذرا موتور ارائه می‌شود. به کمک این راهبردها، عملکرد موتور در حالت پایا و گذرا شبیه‌سازی شده و با نتایج تست عملی ارزشیابی می‌گردد که تطابق خوب نتایج شبیه‌سازی و نتایج تست عملی بیانگر روند انجام صحیح شبیه‌سازی‌های موتور است. در مرحله بعد، به معرفی راهبرد کنترل مکانیکی سوخت این موتور پرداخته شده و نحوه عملکرد واحد کنترل سوخت (FCU) برای این موتور توضیح داده می‌شود. سپس به مدل‌سازی ریاضی و شبیه‌سازی عملکرد FCU در نرم‌افزار SimHydraulic پرداخته می‌شود و نتایج عملکرد FCU استخراج و توضیح داده می‌شوند. در نهایت، پس از اطمینان از عملکرد صحیح هر دو واحد موتور و FCU دو شبیه‌سازی انجام گرفته با یکدیگر ترکیب شده و عملکرد موتور در حضور FCU تحلیل می‌گردد. نتایج مقاله، نشان‌دهنده روند صحیح در مدل‌سازی و شبیه‌سازی موتور مورد مطالعه و همچنین طراحی صحیح راهبرد واحد FCU می‌باشد.

**واژه‌های کلیدی:** توربوجت، واحد کنترل سوخت مکانیکی، شبیه‌سازی عملکرد حالت پایا، شبیه‌سازی عملکرد حالت گذرا

## Simulation of Fuel Mechanical Control Unit for a Turbojet Engine

M. M. Doustdar

Department of Engineering,

Imam Hossein University

(Received:06/February/2017 ; Accepted: 11/November/2017)

### ABSTRACT

In this paper, design and simulation of fuel control unit (FCU) for a widespread turbojet engine is presented. For this purpose, a brief review on importance of control strategy and engine control modes is firstly presented. Next, the steady state and transient modeling flowchart for the engine is explained and a dynamic model for prediction of engine behavior is developed based on the described flowchart. Then, In order to confirm the ability and effectiveness of the used approaches, the engine simulation results are compared with the experimental results and the good agreement between them illustrates the effectiveness of the steady state and transient modeling. After that, the designed strategy for the engine fuel control unit is described in details and the mathematical equations of FCU parts are presented. Moreover, the mathematical modeling is used for development of a simulation model in SimHydraulic software and the FCU behavior is studied using the developed model. Finally, integration between engine and FCU simulation is done and the simulation results are presented in order to confirm the design and simulation process. The proposed design in this paper can be used for other similar case studies as a regular approach.

**Keywords:** Turbojet Engine, FCU, Steady State Simulation, Transient Simulation

## ۱- مقدمه

۳- کنترل محدودیت‌های فیزیکی که از صدمه دیدن موتور جلوگیری می‌کند که به نوبه خود می‌تواند باعث افت توان و یا تخریب موتور گردد.

با توجه به این‌که محدوده سرج و استال، مقدار تنش، و ناپایداری شعله در حین عملکرد گذرا موتور قابل اندازه‌گیری نیست، برای این مود کنترلی نیز از مقادیر قابل اندازه‌گیری مانند سرعت دورانی موتور و یا فشار خروجی کمپرسور استفاده می‌شود. همچنین با توجه به مشکلات اندازه‌گیری دمای ورودی به توربین، برای کنترل محدودیت‌های دمایی موتور نیز از کمیت‌های قابل اندازه‌گیری مثل دمای خروجی از توربین و یا سرعت دورانی موتور استفاده می‌گردد. در بسیاری از موتورهای توربین گاز هوایی امروزی، کنترل‌های جداگانه برای نیازمندی‌های فوق اعمال می‌شود.

مطالعات متعددی بر روی مدل‌سازی و شبیه‌سازی موتورهای توربین گاز هوایی به‌همراه واحدهای کنترل سوخت آن‌ها انجام پذیرفته است. در این راستا، مدل‌سازی بر مبنای معادلات ترمودینامیکی پایه [۱۱-۱۰]، مدل‌های کاهش مرتبه جهت استفاده در الگوریتم‌های تکرار شونده کنترل و بهینه‌سازی [۱۲]، مدل‌های آیرودینامیکی جهت پیش‌بینی بازدهی اجزا و کل موتور [۱۴-۱۳] و مدل‌های استخراج شده از نتایج تست عملی [۱۵] قابل ذکر هستند.

در این مقاله نیز به بررسی یکی از موتورهای توربوجت سبک مورد استفاده در صنعت کشور پرداخته می‌شود. بدین منظور، ابتدا مدل‌سازی و شبیه‌سازی عملکرد موتور انجام می‌شود. سپس جهت اطمینان از صحت مدل‌سازی انجام گرفته، نتایج حاصل از مدل شبیه‌سازی شده با نتایج تست عملی مقایسه و روند مدل‌سازی تأیید می‌گردد. در مرحله بعد، ضمن معرفی راهبرد کنترل مکانیکی سوخت، مدل‌سازی و شبیه‌سازی عملکرد FCU برای این موتور معرفی می‌گردد. در نهایت، با همگیر (کوپل) کردن دو مدل شبیه‌سازی شده، عملکرد موتور در کنار FCU شبیه‌سازی شده است.

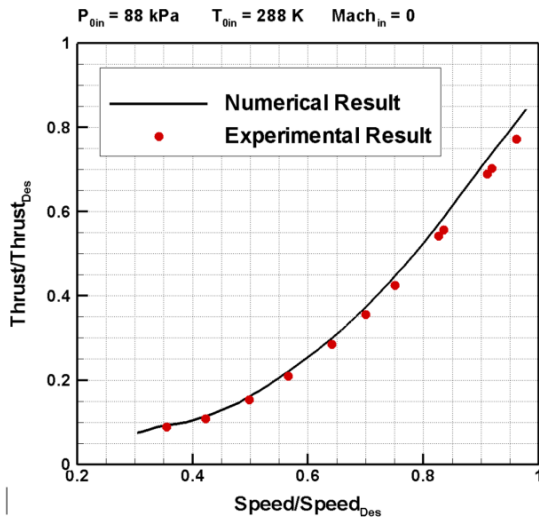
## ۲- معرفی موتور مورد مطالعه

موتور مورد مطالعه در این مقاله یک موتور توربوجت تک‌محوره می‌باشد که شامل دهانه ورودی، کمپرسور، محفظه احتراق، توربین و نازل خروجی می‌باشد.

بیشتر پرنده‌های مدرن امروزی جهت تولید نیروی تراست لازم برای حرکت، از موتورهای توربین گازی استفاده می‌کنند. اصطلاح توربین گازی به‌عنوان یک واژه عمومی برای انواع موتورهای توربینی مورد استفاده قرار می‌گیرد و در حوزه موتورهای جت شامل: توربوجت، توربوفن، توربوپراپ، توربوشفت و کلیه موتورهای توربینی که با مکانیزم جت کار می‌کنند، می‌شود. سیستم تنظیم سوخت که وظیفه تامین و تنظیم دقیق مقدار سوخت مورد نیاز را در محفظه احتراق بر عهده دارد، یکی از بخش‌های اصلی تشکیل‌دهنده موتورهای توربین گاز هوایی مدرن است و مهم‌ترین عضو کنترل‌کننده موتور جت به حساب می‌آید، تا آن‌جایی که از این سیستم به‌عنوان مغز متفکر توربین گاز یاد می‌شود [۱]. سیستم کنترل سوخت باید مقدار دبی سوخت ورودی به موتور را مطابق شرایط فشار اتمسفر و دبی هوای ورودی به موتور، به‌گونه‌ای تنظیم کند که بتواند موتور را از شرایط کارکرد خطرناک مانند حرارت زیاد، سرعت‌های دورانی زیاد، ناپایداری و پدیده سرج<sup>۱</sup> در کمپرسور مصون نگه دارد [۴-۲]. بنابراین، طراحی یک سیستم کنترل سوخت مناسب که بتواند تمامی موارد ذکرشده را به‌طور هم‌زمان کنترل کند، جهت عملکرد مطلوب و ایمن موتور، ضروری است [۵]. طراحی کنترلر سوخت برای موتور، علاوه بر این‌که نیازمند درک عمیقی از رفتار حالت‌های پایا و گذرا موتور می‌باشد، نیازمند شناخت دقیق ملزومات کنترلی موتور است. لذا کنترل‌کننده‌ای که برای کارکرد مطلوب یک توربین گاز طراحی می‌شود، باید علاوه بر تأمین تراست مورد نیاز در زمان مناسب، از ناپایداری جریان و وقوع پدیده‌هایی نظیر افزایش بیش از حد دمای توربین و بالارفت سرعت دورانی از سرعت مجاز جلوگیری کند. در حالت کلی می‌توان نیازمندی‌های کنترلی موتورهای توربین گاز را به‌صورت زیر دسته‌بندی نمود [۹-۶]:

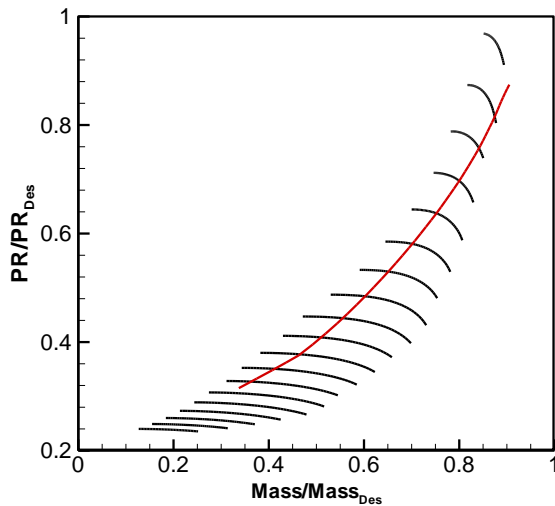
۱- کنترل حالت پایا (کنترل تراست)، که کارایی مورد نظر را در تمام شرایط کاری فراهم می‌کند.

۲- کنترل حالت گذرا که موتور را در فرآیند رسیدن از یک نقطه عملکردی حالت پایا به نقطه دیگر (مثلاً فرآیند شتاب‌گیری) کنترل می‌کند.



شکل (۲): مقایسه نتایج شبیه‌سازی تئوری و عملی موتور مورد مطالعه.

همچنین شکل ۳ نشان‌دهنده عملکرد خارج از طرح موتور مورد مطالعه در حالت پایا بر روی منحنی عملکردی کمپرسور است. این منحنی در طراحی مود کنترلی حالت پایا در الگوریتم کلی موتورهای توربین گاز هوایی استفاده‌های گسترده‌ای دارد.



شکل (۳): نتایج شبیه‌سازی عملکرد پایا موتور.

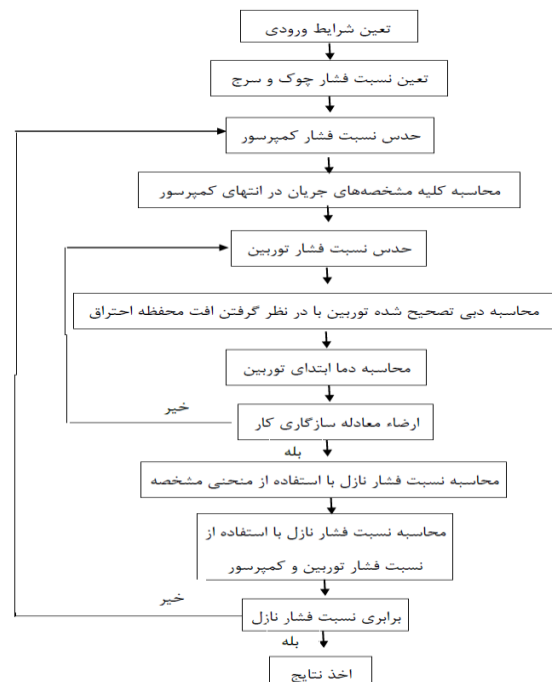
### ۳- شبیه‌سازی عملکرد موتور در شرایط گذرا

برای شبیه‌سازی حالت گذرا، با شروع از یک مقدار اولیه برای سرعت شفت، با در نظر گرفتن یک سناریو<sup>۱</sup> مصرف سوخت، می‌توان معادلات سازگاری را حل کرده و با استفاده از معادلات فوق، شتاب شفت را به دست آورد. در این شرایط،

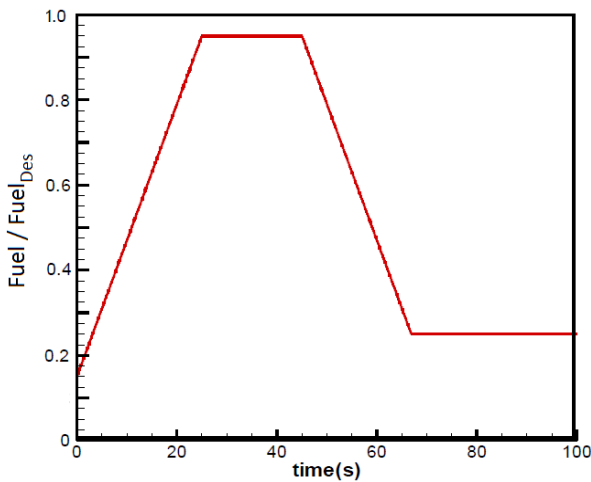
الگوریتم شبیه‌سازی عملکرد پایای موتور در شکل ۱ قابل مشاهده است. منحنی‌های مشخصه کمپرسور، توربین و نازل از شبیه‌سازی‌های سه‌بعدی در اختیار قرار دارد. این ورودی‌ها، شامل پارامتر جرمی، نسبت فشار و بازده اجزاء موتور در دوره‌های مختلف کاری می‌باشد. در موتور توربوجت در حالت پایا، توان توربین و کمپرسور با هم برابر است (سازگاری توان). یعنی:

$$W_C - W_{GG} \times \eta_m = 0 \quad (1)$$

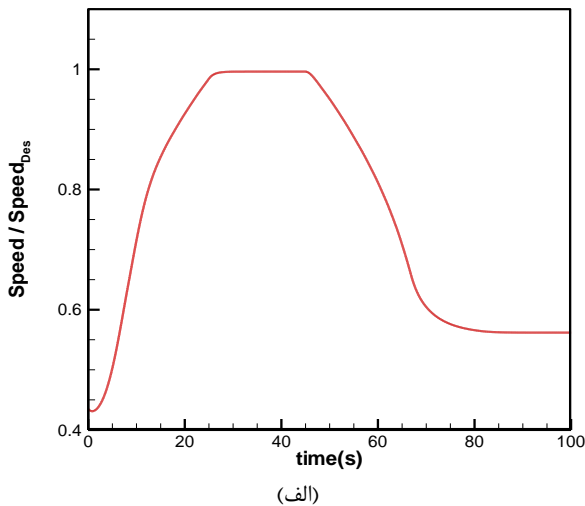
در این رابطه،  $W_C$  کار کمپرسور،  $W_{GG}$  کار توربین و  $\eta_m$  راندمان مکانیکی توربین می‌باشد. از آنجایی که هدف نهایی موتورهای جت ایجاد نیرو پیش‌برنده می‌باشد و بررسی نحوه تغییرات این پارامتر در شرایط غیرطرح (شرایط غیر از نیرو تراست کامل موتور) بسیار حائز اهمیت است، در شکل ۲ نحوه تغییرات نیرو پیش‌رانندگی برحسب دور توربین گاز به صورت تئوری به نمایش در آمده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود نیرو پیش‌رانندگی روند صعودی قابل توجهی از دور مینیمم تا دور ماکزیمم دارد. در این شکل نشانه (سیمبل)های نقطه‌ای نشان‌دهنده نتایج تجربی و خط پر نمایشگر حل عددی برنامه حاضر می‌باشد. همان‌طور که در این شکل مشخص است، نتایج عددی حاضر و نتایج آزمایشگاهی از تطابق بالایی برخوردار هستند؛ که نشان‌دهنده صحت الگوریتم حل و روش‌های عددی به کار رفته می‌باشد.



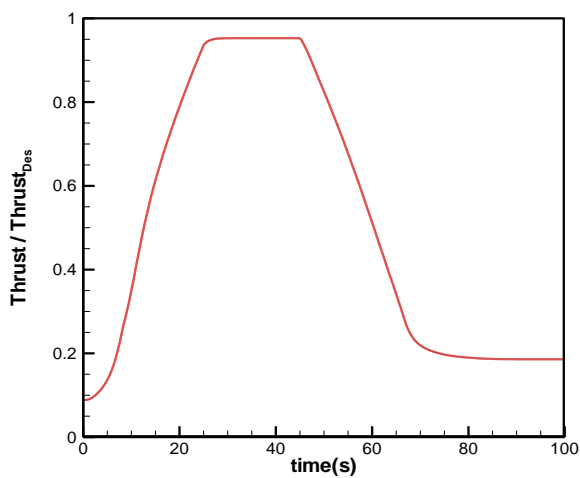
شکل (۱): الگوریتم شبیه‌سازی عملکرد حالت پایا موتور.



شکل (۵): سناریو مصرف سوخت برحسب زمان.



(الف)



(ب)

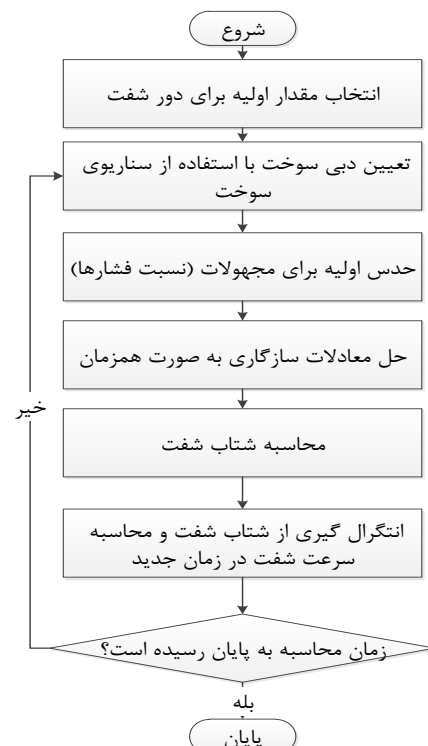
شکل (۶): تغییرات (الف) دور محوری (ب) تراست برحسب زمان.

توان توربین و کمپرسور باهم برابر نبوده و از اختلاف این توان‌ها طبق رابطه زیر، شتاب شفت موتور محاسبه می‌شود:

$$W_{GG} \times \eta_m - W_C = I \omega \dot{\omega} \quad (۲)$$

در این رابطه،  $I$  ممان اینرسی شفت و  $\omega$  سرعت زاویه‌ای آن می‌باشد. با انتگرال‌گیری از این معادله، سرعت دورانی جدید برای شفت به دست می‌آید. این روند را می‌توان ادامه داد تا رفتار موتور در طول زمان به تبعیت از سناریو سوخت داده شده، به دست آید. روند انجام این کار در شکل ۴ نشان داده شده است. برای این شبیه‌سازی، یک سناریو انتخابی مصرف سوخت با زمان در نظر گرفته می‌شود و رفتار گذرای موتور با توجه به آن بررسی می‌شود (شکل ۵).

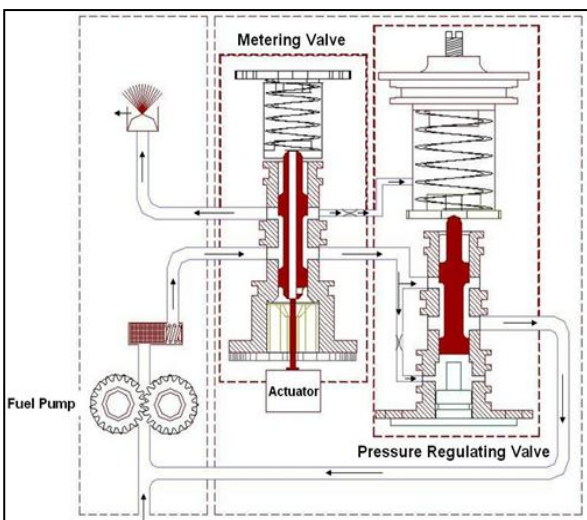
همان‌طور که در شکل ۵ مشاهده می‌شود؛ این سناریو از یک قسمت افزایش سوخت (شتاب‌گیری) و یک قسمت دبی ثابت و یک قسمت کاهش سوخت (کاهش سرعت) و در نهایت یک قسمت دبی ثابت تشکیل شده است. در شکل ۶ تغییرات سرعت محوری موتور و نیروی تراست تولیدی برحسب زمان نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود سرعت محوری متناظر با دبی سوخت دارای افزایش و سپس کاهش می‌باشد، اما به علت اینرسی شفت، این پیروی همراه با تأخیر انجام می‌شود.



شکل (۴): فلوچارت شبیه‌سازی گذرا موتور توربوجت.

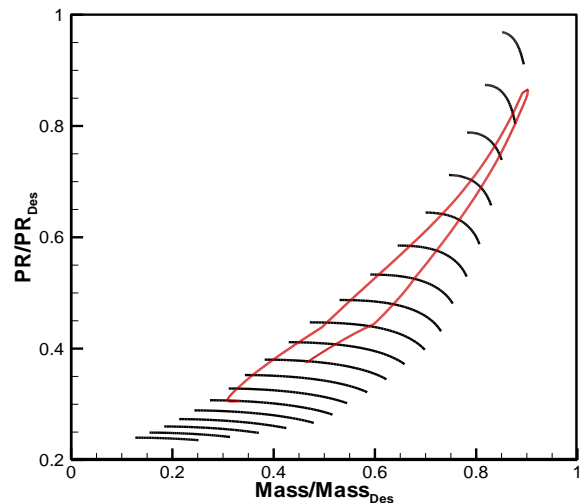
که از یک محفظه به نام اسلیو<sup>۲</sup> و یک اسپول تشکیل شده است. در این شیر، با تغییر سطح مقطع عبور جریان در اثر حرکت اسپول، دبی عبوری از شیر تنظیم می‌شود. حرکت اسپول توسط یک موتور پله‌ای (استپر موتور) تأمین می‌شود. اما به منظور ثابت نگه‌داشتن اختلاف فشار طرفین شیر کنترل جریان از یک شیر تنظیم فشار نوع اسپولی استفاده شده است که در صنایع هیدرولیک کاربرد دارد. این شیر باعث می‌شود اختلاف فشار دو طرف شیر کنترل جریان تقریباً ثابت بماند و مقدار آن به وسیله نیرو پیش‌بار فنر تنظیم می‌شود. همچنین، در اغلب موارد، دبی سوخت تحویل شده توسط پمپ به مجموعه، بیش از نیاز موتور می‌باشد که این موضوع باعث بالا رفتن فشار مجموعه می‌شود. به همین دلیل، باید با کنارگذاشتن شیر تنظیم اختلاف فشار، این مقدار دبی اضافی به مخزن سوخت بازگردانده شود.

همچنین برای جلوگیری از انتقال نوسانات احتمالی فشار خروجی شیر کنترل جریان به قسمت بالایی شیر تنظیم فشار، از یک اریفیس محدودکننده استفاده شده است که نوسانات احتمالی به وجود آمده توسط پمپ را مستهلک می‌کند. علاوه بر آن، از یک فنر در بالا شیر کنترل جریان برای بهبود حرکت شیر و از بین بردن لقی احتمالی بین موتور پله‌ای و اسپول شیر کنترل جریان استفاده شده است. شماتیک FCU طراحی شده، در شکل ۸ نشان داده شده است.



شکل (۸): شماتیک FCU با قابلیت تنظیم.

در شکل ۷ خط عملکرد موتور روی منحنی مشخصه کمپرسور رسم شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود خط عملکرد گذرا موتور روی مشخصه در هنگام شتاب‌گیری به خط سرچ نزدیک می‌شود و در هنگام کاهش سرعت از خط سرچ دور می‌شود. این مسئله در مانورهای شتاب‌گیری موتور بایستی مورد توجه قرار گیرد. در انتخاب سناریو مصرف سوخت سعی شده است خط عملکرد از خط سرچ کمپرسور عبور نکند.



شکل (۷): خط عملکرد گذرا موتور روی منحنی مشخصه کمپرسور.

#### ۴- طراحی واحد کنترل سوخت با قابلیت تنظیم

در این قسمت به بررسی یک طرح اولیه برای واحدهای کنترل سوخت (FCU) با قابلیت تنظیم تراست پرداخته می‌شود. شیرهای کنترل دبی طراحی شده با قابلیت تنظیم تراست، عموماً دارای سیستم عملگر الکتروهیدرولیکی می‌باشند، زیرا کنترل تغییر مکان اسپول<sup>۱</sup> شیر کنترل جریان، که نقش اساسی در میزان دبی عبوری از شیر را دارد، توسط یک محرک (درایور) الکتریکی انجام می‌شود. همچنین این شیر، از نظر اساس کارکرد، یک شیر کنترل جریان با جبران‌کننده فشار و کنار گذر به حساب می‌آید.

طرح شماتیک واحد کنترل سوخت با قابلیت تنظیم تراست بدین صورت است که سوخت از طریق پمپ سوخت دنده‌ای که به وسیله شفت اصلی به‌گردش در می‌آید وارد فیلتر می‌شود و بعد از فیلتر شدن، وارد شیر کنترل جریان می‌شود

که در آن،  $A_{bv}(y) = 2(\theta_b - \sin(\theta_b))(r_{bv}^2)$  و  $\theta_b = 2\cos^{-1}(1 - y/r_{bv})$  می‌باشد، که این روابط مربوط به پورت دایروی می‌باشد. شعاع دهانه شیر کنترل جریان و  $y$  مقدار جابه‌جایی اسپول شیر تنظیم فشار و  $P_c$  فشار بعد از کمپرسور می‌باشد [۲۴-۲۵].

#### ۴-۵- معادلات حاکم بر نازل سوخت‌پاش

معادله حاکم بر نازل سوخت‌پاش به صورت زیر است:

$$Q_n = C_d A_n \sqrt{(2/\rho)(P_m - P_c)} \quad (۶)$$

که در آن،  $A_n$  سطح مقطع کل نازل سوخت‌پاش بوده و  $P_c$  فشار داخل محفظه احتراق است که معادل فشار خروجی کمپرسور در نظر گرفته شده است.

#### ۵-۵- معادلات حاکم بر اریفیس جبران‌کننده نوسانات فشار:

معادله حاکم بر اریفیس جبران‌کننده نوسانات فشار به شکل زیر است:

$$Q_{mb} = C_d A_{mb} \text{SGN}(P_m - P_{1b}) \sqrt{(2/\rho)|P_m - P_{1b}|} \quad (۷)$$

در این رابطه، عبارت  $\text{SGN}(P_m - P_{1b})$  برای اعمال جهت جریان می‌باشد.  $P_{1b}$  فشار بعد از اریفیس مستهلک‌کننده جریان و  $A_{mb}$  سطح مقطع آن می‌باشد [۲۶-۲۹].

#### ۶-۵- معادلات حاکم بر بالانس نیرویی شیر تنظیم فشار

معادلات حاکم بر بالانس نیرویی شیر تنظیم فشار به صورت زیر است:

$$A_b(P_p - P_{1b}) = Ky + F_0 \quad (۸)$$

در این رابطه،  $F_0$  نیرو پیش‌بار فنر شیر تنظیم اختلاف فشار،  $K$  ضریب ثابت فنر و  $A_b$  سطح مقطع اسپول شیر تنظیم اختلاف فشار می‌باشد.  $P_{1b}, P_p$  به ترتیب فشار پمپ و فشار بعد از اریفیس مستهلک‌کننده جریان می‌باشند.

#### ۶- شیب‌سازی مدار هیدرولیکی سیستم کنترل دبی

برای مدل‌سازی و شیب‌سازی مدار هیدرولیکی سیستم کنترل دبی از جعبه‌ابزار SimHydraulic نرم‌افزار MATLAB استفاده

#### ۵- مدل‌سازی ریاضی واحد کنترل سوخت با قابلیت تنظیم

برای مدل‌سازی و شیب‌سازی واحد کنترل سوخت با استفاده از نرم‌افزار SimHydraulic در ابتدا بایستی بر معادلات حاکم بر واحد کنترل سوخت و اجزا هیدرولیکی آن مشرف بود. در این بخش معادلات ریاضی حاکم بر پمپ، شیر تنظیم جریان، اریفیس، نازل و شیر تنظیم اختلاف فشار مورد بررسی قرار داده شده‌اند.

#### ۱-۵- معادلات حاکم بر پمپ

معادله ریاضی حاکم بر عملکرد پمپ سوخت‌دنده‌ای توسط رابطه زیر نشان داده می‌شود [۱۶-۲۰]:

$$Q_p = C_1 n - C_2(P_p - P_0) \quad (۳)$$

که در آن،  $C_1$  حجم جابه‌جایی تئوری پمپ دنده‌ای،  $n$  دور پمپ و پارامتر  $C_2(P_p - P_0)$  بیانگر مقدار دبی نشتی می‌باشد که با افزایش اختلاف فشار طرفین پمپ افزایش پیدا می‌کند. مقدار ضریب لغزش ( $C_2$ ) در حدود  $3e^{-11}$  ( $m^4/s/kg$ ) در نظر گرفته شده است.  $(P_p - P_0)$  اختلاف فشار دو سمت پمپ می‌باشد.

#### ۲-۵- معادلات حاکم بر شیر کنترل جریان

معادله ریاضی شیر کنترل جریان همان معادله کلی حاکم بر اریفیس‌ها می‌باشد.

$$Q_m = C_d A_{mv}(x_{mv}) \sqrt{(2/\rho)(P_p - P_m)} \quad (۴)$$

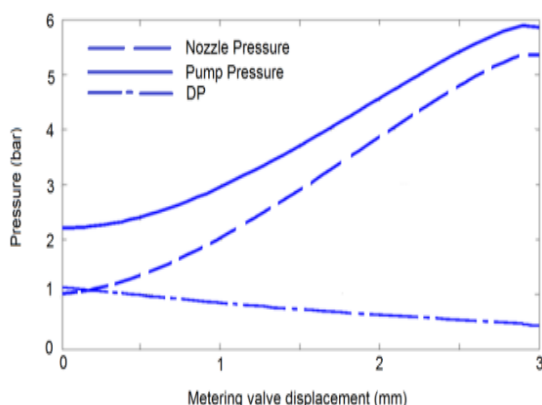
در این رابطه،  $A_{mv}(x_{mv})$  مساحت پورت خروجی شیر کنترل جریان می‌باشد که با حرکت اسپول مقدار آن را می‌توان تنظیم کرد. البته باید توجه داشت که مقادیر آن به ازای جابه‌جایی یکسان اسپول برای پورت‌های با اشکال هندسی گوناگون، متفاوت است.  $P_p, P_m$  به ترتیب فشار بعد از شیر کنترل جریان و فشار پمپ می‌باشد و  $x_{mv}$  مقدار جابه‌جایی اسپول شیر کنترل جریان می‌باشد.  $C_d$  ضریب تخلیه شیر بوده و برای جریان آشفته عبوری از شیر مقدار آن ثابت و برابر  $0/6$  می‌باشد [۲۱-۲۳].

#### ۳-۵- معادلات حاکم بر شیر تنظیم اختلاف فشار:

معادله ریاضی شیر تنظیم اختلاف فشار عبارت است از:

$$Q_b = C_d A_{bv}(y) \sqrt{(2/\rho)(P_p - P_c)} \quad (۵)$$

$$Q_m = C_d A_{mv} (x_{mv}) \sqrt{(2/\rho)(P_p - P_m)} \quad (9)$$

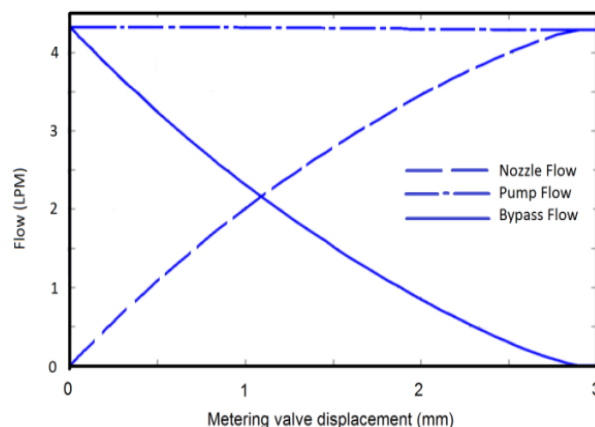


شکل (۱۰): نمودار فشار برحسب جابه‌جایی اسپول شیر کنترل جریان.

#### ۷- کوپل کردن مدل موتور با مدل FCU

در ادامه برای ارزیابی عملکرد موتور و FCU در کنار هم، مدل موتور و مدل FCU بایستی با هم کوپل گردد. برای این کار، از نرم‌افزار سیمولینک متلب استفاده شده است. مدل سیستم FCU در نرم‌افزار سیمولینک ساخته شده است. برای کوپل کردن مدل موتور در نرم‌افزار سیمولینک، ابتدا بایستی مدل موتور از زبان برنامه‌نویسی فرترن به متلب تبدیل گردد. بدین منظور تمامی توابع استفاده شده، در نرم‌افزار متلب بازنویسی شد. برای حل دستگاه معادلات غیرخطی به صورت کوپل شده، از توابع کتابخانه‌ای متلب مانند `fminsearch` و `fsolve` استفاده گردید. با انجام این تغییرات، کد به فرمتی تبدیل گردید که در نرم‌افزار سیمولینک قابل فراخوانی باشد. در نرم‌افزار سیمولینک، مدل موتور در کنار مدل سیستم FCU قرار داده شده و ارتباط بین این دو مدل فراهم شده است. در این مدل کلی، دبی سوخت از FCU به مدل موتور داده می‌شود و در مدل موتور با در نظر گرفتن سرعت فعلی شفت و دبی سوخت ورودی، مقدار شتاب مثبت یا منفی شفت محاسبه می‌گردد. با عبور از یک انتگرال‌گیر، مقدار سرعت شفت در زمان جدید محاسبه می‌شود. این مقدار سرعت سوخت جدید محاسبه می‌گردد. این روند تا پایان شبیه‌سازی ادامه می‌یابد. به‌عنوان نمونه، نتایج شبیه‌سازی با شروع از دور ۱۶۰۰۰ rpm در این بخش ارائه شده است. در شرایط شروع شبیه‌سازی سرعت دورانی محوری ۱۶۰۰۰ rpm است و فرمان

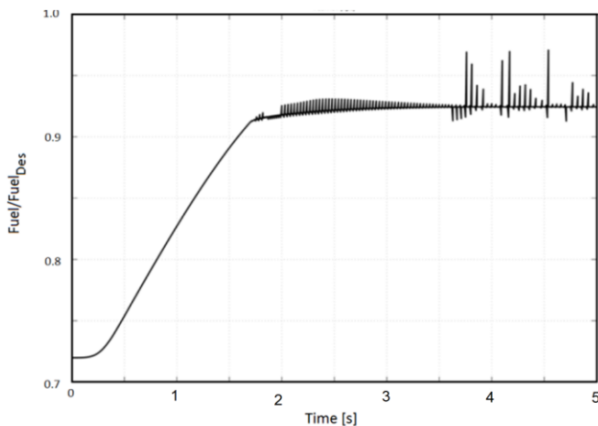
شده است. بدین‌منظور تمامی معادلات بخش‌های قبلی مقاله به‌صورت هم‌زمان در نرم‌افزار مدل شده و به‌صورت کوپل حل می‌شوند. نمودار کلی دبی نازل، پمپ و کنارگذر در شکل ۹ مشخص شده است. واضح است که در ابتدا پورت شیر کنترل جریان کاملاً بسته است و هیچ جریانی وجود ندارد، در این زمان دبی کنارگذر بیشترین مقدار خود را دارد و با دبی پمپ برابر است. با باز شدن دهانه پورت شیر کنترل جریان دبی به سمت نازل هدایت می‌شود و به تدریج دبی نازل افزایش می‌یابد و متعاقباً دبی کنارگذر به علت بسته شدن پورت کنارگذر کاهش می‌یابد.



شکل (۹): نمودار دبی پمپ، نازل و کنارگذر برحسب جابه‌جایی اسپول شیر کنترل جریان.

شکل ۱۰، نمودار فشار برحسب جابه‌جایی اسپول شیر کنترل جریان می‌باشد که فشار پمپ، نازل و اختلاف فشار پمپ و نازل در آن نشان داده شده است. با توجه به نمودار دریافت می‌شود که فشار پمپ و فشار نازل با یک اختلاف فشار تقریباً ثابتی نسبت به جابه‌جایی اسپول شیر کنارگذر افزایش می‌یابند. از آنجایی که واحد کنترل سوخت از نوع شیر کنترل جریان با جبران فشار می‌باشد بر طبق اصول عملکردی آن به‌منظور ثابت ماندن دبی تنظیمی با افزایش فشار نازل، فشار پمپ نیز افزایش می‌یابد. بنابراین، اختلاف فشار پمپ و نازل تقریباً ثابت باقی می‌ماند. در واقع به این علت که سیستم کنترل سوخت یک شیر از نوع کنترل دبی با جبران فشار از نوع کنارگذر می‌باشد، دبی خروجی تنها به سطح مقطع وابسته است در نتیجه اختلاف فشار دو سر شیر همواره ثابت باقی می‌ماند. فرمول زیر صحت این مسئله را به‌وضوح نشان می‌دهد [۳۰-۳۱].

نمی‌شود. به بیان دیگر، زمان پاسخ المان‌ها و نیز اصطکاک و لختی موجود در این برهم‌کنش، اثرات این نوسانات ریز را از بین برده و مشکلی در عملکرد موتور ایجاد نمی‌کند.

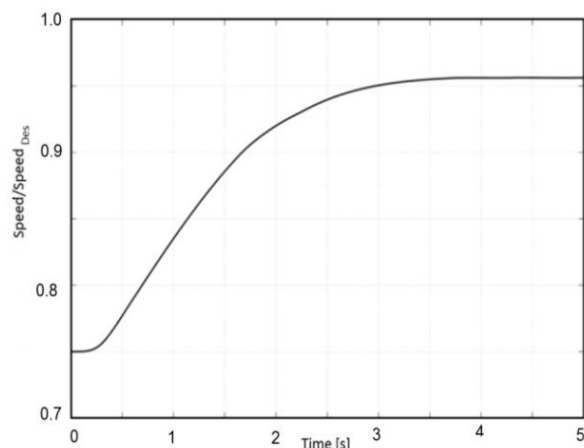


شکل (۱۲): تغییرات دبی سوخت موتور برحسب زمان.

## ۸- نتیجه‌گیری

در این مقاله، به بررسی رفتار پایا و گذرا یک موتور توربوجت سبک پرداخته شده است. بدین منظور، ابتدا الگوریتم حل معادلات بر مبنای مفاهیم ترمودینامیکی حاکم بر رفتار موتور توضیح داده شده است. سپس معادلات سازگاری با استفاده از روش‌های عددی حل دستگاه معادلات غیرخطی به صورت کوپل حل شده است. به منظور تایید صحت روش مدل‌سازی، در شرایط پایا عملکرد موتور با تغییر سرعت دورانی شفت مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های حالت پایا، نشان‌دهنده تغییرات منطقی تراست موتور با تغییرات سوخت و سرعت دورانی شفت از مقدار مینیمم تا ماکزیمم است. سپس با در نظر گرفتن یک سناریو شتاب‌گیری و کاهش سرعت، رفتار گذرا موتور بررسی شده است. همان‌گونه که در نتایج شبیه‌سازی حالت گذرا نشان داده شد، دبی سوخت به دبی هدف رسیده است و دور موتور نیز پیرو آن افزایش یافته است. در مرحله بعد، به مدل‌سازی و شبیه‌سازی واحد کنترل سوخت با قابلیت تنظیم تراست پرداخته شده است. در پایان برای کوپل کردن مدل موتور با مدل FCU، مدل موتور در نرم‌افزار متلب پیاده‌سازی شد و در نرم‌افزار سیمولینک با مدل FCU کوپل گردید و یک نمونه از نتایج آن ارائه شد. نتایج نهایی نشان‌دهنده عملکرد موفقیت‌آمیز واحد کنترل سوخت طراحی‌شده در ارضا محدودیت‌های عملکردی موتور مورد مطالعه است.

خلبان که از طریق دسته گاز انجام می‌شود متناظر با دبی سوخت  $0/1225 \text{ kg/s}$  می‌باشد. لازم به ذکر است که فرمان خلبان با دسته گاز به موتور داده می‌شود که هر نقطه از دسته گاز متناظر با یک دبی سوخت است. در این جا به عنوان نمونه یکی از نقاط فرمان خلبان مدل‌سازی شده و عملکرد مجموعه موتور و FCU بررسی می‌شود. در این شرایط دور  $16000$ ، دبی جرمی سوخت داده شده (فرمان صادر شده) به منزله دستور شتاب‌گیری است. به طور مشابه می‌توان شبیه‌سازی را برای شرایط دیگر نیز تکرار کرد. بدین ترتیب با پاشش سوخت از طریق FCU، سرعت دورانی محوری موتور افزایش یافته و با پاشش سوخت بیشتر دور محوری افزایش می‌یابد تا در نهایت سیستم در دور  $20100 \text{ rpm}$  به تعادل می‌رسد. در شکل ۱۱ تغییرات سرعت محوری موتور برحسب زمان ترسیم شده است که نشان‌دهنده افزایش شتاب‌گیری موتور تا دور  $20100$  می‌باشد. مقدار سرعت دورانی موتور در این نمودار به صورت نرمال شده رسم شده است تا امکان تحلیل و مقایسه روند با مطالعات دیگر راحت‌تر فراهم آید. ملاحظه می‌شود که این نمودار از  $75$  درصد سرعت طراحی موتور آغاز شده و تا  $95$  درصد افزایش می‌یابد.



شکل (۱۱): تغییرات سرعت محوری موتور برحسب زمان.

در شکل ۱۲ تغییرات دبی سوخت موتور برحسب زمان ترسیم شده است که نشان می‌دهد دبی سوخت در طول زمان افزایش یافته و به حدود  $0/1225 \text{ kg/s}$  رسیده است. نوسانات نشان داده شده در شکل ناشی از برهم‌کنش تجهیزات مکانیکی همانند تاثیرات شیرهای کنترل دبی و ... می‌باشد. ولی این نوسانات در رفتار موتور به دلیل وجود لختی دیده



## ۹- مراجع

- Massachusetts Institute of Technology, third Edition, pages 4,5,14, and 15, 1988.
15. Valan, A. "Turbo Machines", Vikas Publishing House Pvt Ltd, ISBN 81-259-0840-4, 2001.
  16. Meherwan, P. "Gas Turbine Engineering Handbook", Gulf Professional Publishing, 3rd Edition, 2001.
  17. Watson, S., and Janota, M. R. "Turbocharging the Internal Combustion Engine", Macmillan Education LTD, 1986.
  18. Huenbner, S., and Exley, T. "Numerical Analysis of the Flows in Annular Slinger Combustors", AIAA/SAE/ASME/ASEE 26th Joint Propulsion Conference, AIAA 90-2164, Orlando, 1990.
  19. Falcitelli, M., Pasini, S., and Rossi, N. "CFD+Reactor Network Analysis: An Integrated Methodology for the Modeling and Optimisation of Industrial Systems for Energy Saving and Pollution Reduction", Applied Thermal Engineering, Vol. 22, No. 8, pp. 971-979, 2002.
  20. Russo, C. "Micro Gas Turbine Combustor Emissions Evaluation Using the Chemical Reactor Modelling Approach", ASME Turbo Expo 2007: Power For Land, Sea and Air, 2007.
  21. Choi, S. M., and Jang, S. H. "Spray Characteristics of the Rotating Fuel Injection System of a Micro-Jet Engine", Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 24, No. 2, pp. 551-558, 2010.
  22. Lefebvre, H., and Ballal, R. "Gas Turbine Combustion", Taylor and Francis Group, LLC, 2010.
  23. Howell, S. J. " Aero-Slinger Combustor"; US Patent 5265425, 1993.
  24. Norgren, Carl T., Mularz, Edward J., and Riddlebaugh, Stephen M. "Reverse Flow Combustor for Small Gas Turbines with Pressure Atomizing Fuel Injection"; NASA Report 19780019187, 1978.
  25. Jia, Y., Scon, S., Xu, Y., Huang, S., Sam, S., and Wang, Y., "Three-Dimensional Numerical Simulation and Analysis of Flows Around a Submerged Weir in a Channel Bend Way", Journal of Hydraulic Engineering, Vol. 131, No. 8, pp. 682-693, 2005.
  26. Nicole, V. A., Ralph, I., Volino, K. A., and Flack, R. M. "Secondary Flow Measurements in a Turbine Passage with Endwall Flow Modification", Journal of Turbomachinery, Vol. 122, No. 4., pp. 27-30, 2000.
  27. Dilip, P., Gavin, J., and Hendricks, P. "A Numerical Study of Secondary Flow in Axial Turbines with Application to Radial Transport of Hot Streaks", Journal of Turbomachinery, Vol. 122, No. 4, pp. 64-71, 2000.
  1. Moore, R. G. "Fuel System Requirements for Small Gas Turbine Engines", SAE, 740381, 1974.
  2. Keck, M. F., Fredlake, J., and Schwent, G. V. "A Control Concept Combining the Best of the Current Hydromechanical and Electronic Technologies", SAE, 740380, April 1974.
  3. Frew, J. S., and Keck, M. F. "Electronic Control System for a Modern Turbo-prop Engine", SAE, 810620, 1981.
  4. Lockenour, J. L., and Layton, G. P. "RPRV Research Focus on HiMAT", Astronautics and Aeronautics, Published by the AIAA, New York, April 2006.
  5. Barclay, B. A., Lenox T. G., and Miller, R. J. "Full Authority Digital Electronic Control – Highlights of Next Generation Propulsion Control Technology", ASME paper 78-GT- 165, April 2008.
  6. Sisson, P. B., and Faymon, D. K. "Digital Control Brings Large Turbofan Benefits to the Regional Jetliner Turbofan Market", International Gas Turbine and Aero Engine Congress and Exposition, The Hague, Netherlands, June 1994.
  7. Georgantas, I., and Krepec, T. "Low Cost Electronic Control Unit for Small Gas Turbine Engines of Remotely Piloted Vehicles", Progress Report No.1 to Bendix, Avelex, Concordia University, 2007.
  8. Krepec, T., and Georgantas, I. "New Family of Low Cost Electronic Fuel Control Units for Small Gas Turbine Engines, SAE, 901039, 1990.
  9. Carrese, G., Krepec, T., and Hong, C. "Simulation, Testing and Optimization of a New Low Cost Electronic Fuel Control Unit for Small Gas Turbine Engines", SAE paper 901027, April 1990.
  10. Bosch, R. "Automotive Electrical/Electronic System", Robert Bosch, GmbH, Stuttgart, 2009.
  11. Georgantas, I., Krepec, T., and Carrese, G. "Computer Aided Development of a Simple Electronic Fuel Control Unit for Remotely Piloted Flying Vehicles", Proceedings of the 1989 ASME International Computer in Engineering Conference and Exhibition, ASME, New- York, July 30 – August 2009.
  12. Krepec, T., and Labbate, A. "Digitally Controlled Fuel Metering Pump for Small Gas Turbine Engines", SAE paper 910057, 1991.
  13. Howell, A. R. "Fluid Dynamics of Axial Compressors", Proc. I. Mech. E., 153: 441-82, 1945.
  14. Wilson, D. "The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines" , The

30. Reinmoller, U., and Stephan, B. "Clocking Effects in a 1.5 stage Axial Turbine-Steady and Unsteady Experimental Investigations Supported by Numerical Simulations", Journal of Turbomachinery, Vol. 124, No. 1, pp. 52-60, 2002.
31. James, E. A. J. "Gas Dynamics", 3rd Edition, Prentice Hall, 2006.
28. Ning, W. "Significance of Loss Models in Aero-Thermodynamics Simulation for Axial Turbines", Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology, Sweden, 2000.
29. Jens, E.A., and Fridh, C. "Partial Admission in Axial Turbines", SNEA project P12457-2, Royal Institute of Technology, Sweden, 2002.