



## طراحی بهینه‌ی عملگر هیدرومکانیکی سیستم کنترل موتور سوخت مایع بر اساس مدل مرجع حلقه باز

علی جعفرقلی<sup>1</sup>، حسن کریمی مزرعه شاهی<sup>2\*</sup>، سید رضا موسوی فیرده<sup>3</sup>

1- دانشجوی دکترا، مهندسی هوافضا، پیشراش، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

2- دانشیار، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

3- دانشجوی دکترا، مهندسی برق کنترل، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران

\* تهران، صندوق پستی 16569-83911، karimi@kntu.ac.ir

### چکیده

در این مقاله، طراحی یک عملگر هیدرومکانیکی برای سیستم کنترل یک موتور سوخت مایع انجام شده است. با هدف سرعت پاسخ مناسب، ساختار عملگر به گونه‌ای طراحی شده است تا کورس حرکتی المان کنترلی کم شود. لذا، مکانیزم حرکتی المان کنترلی، دورانی در نظر گرفته شده است. در طراحی عملگر، توجه ویژه‌ای به پروفیل المان کنترلی که تعیین‌گر ضریب تبدیل موتور است شده است. ایده‌ی نوینی که مبنای طراحی بهینه قرار گرفته است، طراحی عملگر بر اساس نزدیک کردن مدل حلقه باز شبیه کنترلی به مدل مرجع مطلوب حلقه باز است که از پیش و با توجه به معیارهای رفتار دینامیکی مناسب، تعیین می‌شود. شبیه کنترلی شامل موتور، سروموتور و عملگر هیدرومکانیکی است. بر این اساس با در دست بودن مدل ریاضی موتور سوخت مایع و پس از طراحی ساختاری عملگر هیدرومکانیکی، مدل پارامتریک آن تعیین و فرآیند بهینه‌سازی روی مدل شبیه کنترلی و مدل پارامتریک عملگر به روش الگوریتم تفاضلات تکاملی انجام و با اصلاح پارامترهای عملگر، پاسخ دینامیکی مدل تجمیعی به پاسخ مدل مرجع حلقه باز نزدیک شده است. نتایج بیانگر آن است که با طراحی بهینه عملگر و اصلاح پارامترهای هندسی آن و بهره‌ی جبران‌ساز، مقدار تابع هزینه‌ی تعیینی بر مبنای خطای تعقیب سیگنال مرجع فشار محفظه احتراق موتور سوخت مایع چهار برابر بهبود یافته است.

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل  
دریافت: 02 بهمن 1393  
پذیرش: 20 بهمن 1393  
ارائه در سایت: 16 اسفند 1393  
کلید واژگان:  
مدل غیر خطی  
عملگر هیدرومکانیکی  
مدل مرجع  
طراحی بهینه  
موتور سوخت مایع

## Optimized Design of LPRE Control System Hydro Mechanical Actuator Based on Open Loop Reference Model

Ali Jafargholi<sup>1</sup>, Hasan Karimi Mazra'e-Shahi<sup>2\*</sup>, Seyed Reza Musavi Firdeh<sup>3</sup>

1,2- Propulsion Department, Faculty of Aerospace Engineering, KNT University of Technology, Tehran, Iran.

3-Control Department, Faculty of Electrical engineering, Amirkabr University of Technology, Tehran, Iran

\* P.O.B. 16569-83911 Tehran, Iran, karimi@kntu.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
Received 22 January 2015  
Accepted 09 February 2015  
Available Online 07 March 2015

#### Keywords:

Nonlinear model  
Hydro mechanical actuator  
Reference model  
Optimized design  
LPRE

### ABSTRACT

In this paper, a novel design approach for a hydro mechanical actuator of LPE control system is investigated. At the point of admissible response rate, actuator mechanism is designed rotational. The control element profile in the design of the actuator determines the conversion efficiency of the liquid propellant engine. Fitness of engine+ servomotor+ hydro mechanical actuator model to the open loop reference model is the key factor considered as optimized design basis. Reference model is determined based on desired dynamic behavior criteria. With the availability of LPE mathematical model and after the design of hydro mechanical actuator, its parametric model is developed. When engine+ servomotor modeling development are completed and optimization criteria are assigned, parametric model optimization based on evaluation algorithm is accomplished. Finally, fitness improvement between integrated and open loop reference models is evaluated. Before starting the optimized design process, the input signal and its corresponding cost function are properly defined. Results show that by correction of actuator geometrical parameters and compensator gain, cost function amount - based on tracking error of liquid propellant engine combustion chamber pressure reference signal - is improved 4-fold.

### 1- مقدمه

ثابت بودن پارامترهای سیستم است [۲,۳]. بنابراین بایستی پیش از طراحی کنترلر برای یک سیستم تحت کنترل که در این‌جا موتور سوخت مایع است مدل قابل قبولی از آن در اختیار باشد [۴,۵]. یکی از روش‌های متداول برای ارزیابی دینامیک سیستم‌ها، گسترش

اغلب در طراحی کنترلرها، طراحی کنترلر بر مبنای معین بودن مشخصه‌های دینامیکی سیستم تحت کنترل است [1]. غالباً مشخصه‌های سیستم تحت کنترل، به شکل مدلی از سیستم در نظر گرفته می‌شود که نامتغیر از دیدگاه

از تست‌ها انجام می‌شود. با ایجاد مدل پارامتریک عملگر و انتخاب سروموتور و پس از آن تعیین تابع تبدیل آن، مدل شبیه‌ساز تجمیعی، شامل: موتور+عملگر+سروموتور، تهیه می‌شود.

از سوی دیگر با توجه به تحلیل دینامیک موتور، مدل مرجع مطلوب حلقه بسته، شامل: موتور+عملگر+سروموتور (شکل 2)، تعیین شده، با توجه به آن، مدل مرجع حلقه باز که عملاً شامل موتور+عملگر+سروموتور است استخراج می‌گردد. سپس نوبت به تعریف سیگنال مرجع ورودی جهت دریافت پاسخ دینامیکی مدل مرجع مطلوب حلقه باز می‌رسد.

سیگنال تعریفی، هم‌زمان به مدل مرجع حلقه باز مطلوب و مدل تجمیعی شبیه‌سازی شده، اعمال می‌شود. در بخش بهینه‌سازی پارامتریک عملگر، معیار برازش<sup>2</sup>، کمینه‌سازی اختلاف پاسخ مدل تجمیعی ناشی از اعمال سیگنال مرجع ورودی تعریفی، به پاسخ دینامیکی مدل مرجع مطلوب حلقه باز است که با کمک الگوریتمی مبتنی بر تفاضلات تکاملی، بهینه‌سازی پارامترها انجام شده و فرآیند طراحی بهینه پایان می‌یابد.

### 3- تعیین مشخصه‌های مدل مرجع مطلوب حلقه بسته و حلقه باز

با توجه به نمودار جعبه‌ای ترسیمی شکل 2، هدف نهایی، طراحی عملگر و کنترلر به‌گونه‌ای است که رفتار سیستم حلقه بسته تا حد امکان به مدل مرجع نزدیک گردد.

در مرحله نخست، طراحی عملگر بر مبنای روش‌های بهینه‌سازی به‌گونه‌ای انجام خواهد شد که ضمن جبران‌سازی رفتارهای نامطلوب شیئی کنترلی، مدل مجموعه‌ی عملگر+شیئی کنترلی، تا حد امکان به مدل مطلوب حلقه باز نزدیک شود. این امر را می‌توان با استخراج پاسخ دینامیکی مدل تجمیعی موتور+عملگر+سروموتور محقق نمود.

برای نمونه اگر پاسخ دینامیکی استخراج شد و در قیاس با پاسخ دینامیکی مدل مرجع مطلوب حلقه باز (بخش خط‌چین در شکل 2)، نامناسب تشخیص داده شد؛ طراحی عملگر به‌گونه‌ای صورت خواهد گرفت که قادر به اصلاح پاسخ دینامیکی مدل تجمیعی در بازه‌های مورد نظر گردد. در نتیجه طراحی کنترلر ساده‌تر شده، حجم محاسبات مورد نیاز در هر گام زمانی کاهش یافته و تا حد بیش‌تری می‌توان مدل حلقه باز سیستم واقعی و به تبع آن مدل حلقه بسته‌ی آن را به مدل مرجع مورد نظر نزدیک نمود.

با توجه به تحلیل دینامیکی موتور هدف، مشخصه‌های مدل مرجع مطلوب سیستم حلقه بسته طبق رابطه (1) عبارت است از:

$$t_r = 0.8 \text{ sec}; M_p \leq 0.02 \quad (1)$$

که  $t_r$  زمان صعود و  $M_p$  درصد فراجهش است. از این‌جا و با توجه به روابط مشخص (2) برای سیستم درجه دوی استاندارد:

$$t_r = \frac{\pi - \varphi}{\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}}; \varphi = \tan^{-1} \frac{\sqrt{1 - \zeta^2}}{\zeta} \quad (2)$$

$$M_p = \exp\left(-\frac{\pi \zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}}\right) \quad (3)$$

که  $\omega_n$  فرکانس طبیعی و  $\zeta$  ضریب میرایی است. پارامترهای تعیین‌کننده‌ی مدل مرجع مطلوب به‌صورت رابطه (4) به‌دست می‌آید:

$$\omega_n = 5.2; \zeta = 0.8; t_s = \frac{4}{\zeta \omega_n} = 0.96 \quad (4)$$

از این‌جا مدل مرجع مطلوب حلقه بسته طبق رابطه (5) عبارت خواهد

مدل ریاضی غیرخطی است [6]. با گسترش مدل غیرخطی موتور و با معلوم بودن تابع تبدیل سروموتور، می‌توان مدلی پارامتریک از عملگر هیدرومکانیکی کنترلر تهیه و با تعیین معیارهای بهینه بودن مدل مرجع حلقه باز مطلوب، نسبت به بهینه‌سازی پارامتریک عملگر، اقدام نمود. اگر بتوان چنین هدفی را محقق نمود، در مرحله‌ی طراحی کنترلر، با سهولت بیش‌تری می‌توان پارامترهای کنترلر را تعیین و انتخاب کرد.

اما در طراحی عملگرهای هیدرومکانیکی، تمرکز اصلی بر مشخصه‌های هیدرولیکی؛ مشخصه‌های گشتاور لازم جهت حرکت المان کنترلی؛ پیچیدگی ساختار و سهولت ساخت و تولید و مباحث قابلیت اطمینان است. این مشخصه‌ها همچنان که روشن است عملاً بر رفتار دینامیکی تأثیری نامعلوم دارد؛ به آن مفهوم که مشخص نیست این مشخصه‌ها بر رفتار دینامیکی مجموعه‌ی نهایی تأثیر مثبت دارد یا تأثیر منفی.

در این تحقیق، معیار دینامیکی مطلوب مجموعه‌ی نهایی به صورت مدل مرجع حلقه باز تعریف شده است. اگر بتوان رفتار سیستم قبل از طراحی کنترل‌کننده را به معیار دینامیکی تعریفی نزدیک نمود، عملاً فرآیند طراحی کنترل‌کننده ساده می‌گردد.

به عبارت دیگر در این روش، طراحی عملگر به‌گونه‌ای صورت می‌پذیرد که تا حد امکان دینامیک‌های نامطلوب سیستم را جبران نماید. برای دستیابی به این هدف، تأثیرات پارامترهای ساختاری عملگر بر رفتار دینامیکی مورد ارزیابی قرار گرفته و طراحی بهینه بر آن اساس شکل خواهد گرفت.

برای انتخاب پارامترهای مناسب می‌توان از روش‌های مختلفی استفاده کرد که در این میان، استفاده از روش‌های بهینه‌سازی ابراکتشافانه<sup>1</sup> از جمله الگوریتم‌های تکاملی به دلیل جستجوی قدرتمند برای یافتن راه‌حل‌های بهینه‌ی سراسری، مورد توجه است.

در این پژوهش از الگوریتم تفاضلات تکاملی که ساده، موثر، تطبیق‌پذیر و مبتنی بر جمعیت است و در خانواده‌ی الگوریتم‌های تکاملی جای می‌گیرد استفاده شده است.

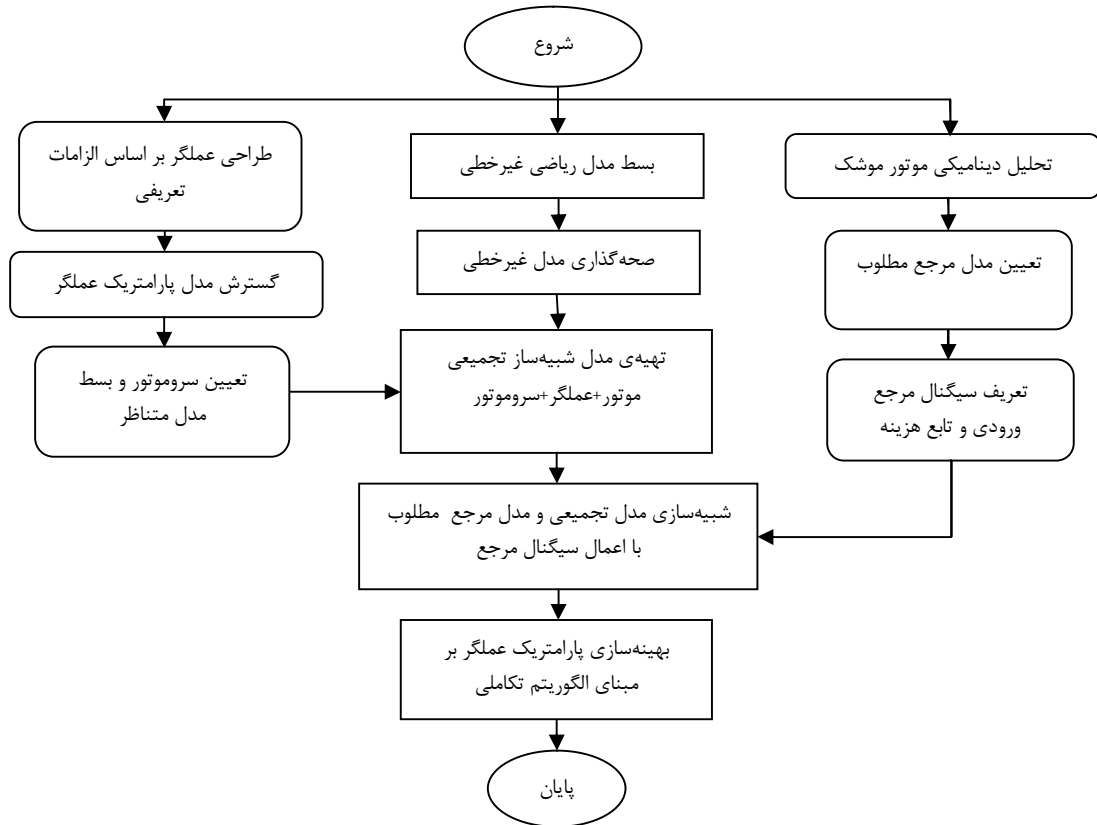
با توجه به شرایط مسئله و مشخص نبودن فضای جستجو و همچنین دانستن این نکته که کارایی الگوریتم‌های تفاضلات تکاملی به مقادیر پارامترهای آن بسیار حساس است و با انتخاب مقدار نامناسب برای پارامترها، شاید حتی نتوان به راه حل مناسب دست یافت [7-9] انتخاب مقدار مناسب پارامترهای الگوریتم بسیار مهم است. از این‌رو از الگوریتم JADE که نتایج قابل قبولی را در حوزه‌ی الگوریتم‌های تفاضلات تکاملی تطبیق‌پذیر دارد، استفاده شده است [10].

الگوریتم JADE در ابتدا ناگزیر به مقداردهی اولیه‌ی پارامترهای توزیع احتمالی است و این مقداردهی اولیه تأثیر به‌سزایی را در روال جستجو دارد [10,11]. از این‌رو از تکنیک اصلاح نرخ ترکیب ارائه‌شده در مرجع [12] به همراه الگوریتم JADE استفاده شده است.

### 2- فرایند طراحی بهینه‌ی عملگر

در شکل 1 فرآیند بهینه‌سازی ارائه شده است. فرآیند بهینه‌سازی می‌تواند هم‌زمان و به‌صورت موازی با گسترش مدل ریاضی غیرخطی، تحلیل دینامیک موتور با توجه به نتایج تست و طراحی عملگر آغاز شود.

پس از گسترش مدل ریاضی، صحنه‌گذاری مدل با توجه به نتایج حاصل



شکل 1 الگوریتم طراحی بهینه‌ی عملگر بر اساس مدل مرجع مطلوب حلقه باز

متناظر با آن، تابع هزینه‌ی مناسبی تعریف نمود. یک ایده برای تعریف تابع هزینه می‌تواند بر مبنای مقایسه‌ی پاسخ پله‌ی سیستم حلقه باز غیرخطی و پاسخ پله‌ی مدل مرجع حلقه باز مطلوب در یک بازه‌ی زمانی مشخص باشد؛ اما با توجه به ملاحظات بیان شده، سیگنال ورودی به صورت ارائه شده در شکل 3 در نظر گرفته می‌شود. در تعیین این سیگنال چند نکته‌ی مهم مد نظر قرار گرفته است. نخست آن که با توجه به استفاده از گیربکس یک طرفه، نیازی به اعمال ولتاژ نگاه‌دارنده برای غلبه بر گشتاور بار و تثبیت موقعیت محور سروموتور در یک زاویه‌ی معین نیست. در صورتی که از این نوع گیربکس استفاده نشود، باید ولتاژی در حدود 0/2 تا 0/5 ولت (وابسته به مقدار زاویه) برای تثبیت موقعیت محور سروموتور در نظر گرفته شود. به عبارت دیگر زمانی که از گیربکس معمولی استفاده می‌شود، اگر ولتاژی به سروموتور اعمال نگردد، به دلیل وجود گشتاور بار موقعیت زاویه‌ای محور عملگر به صورت مداوم تغییر می‌نماید تا به حالت اشباع برسد. نکته‌ی دیگر آن که ولتاژ ورودی سروموتور حداکثر از 12- تا 12+ ولت امکان تغییر دارد. لذا سطح ولتاژ اعمالی در جهت مثبت و منفی به گونه‌ای در نظر گرفته شده که میزان قابل قبولی از این بازه‌ی کاری را تحت پوشش قرار دهد.

بود از:

$$G_{cl} = \frac{27.04}{s^2 + 8.32s + 27.04} \quad (5)$$

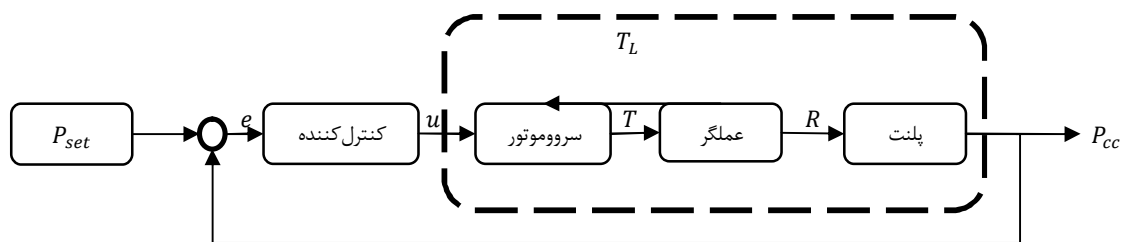
و لذا مدل مرجع مطلوب حلقه باز به صورت رابطه (6) در می‌آید:

$$G_{op} = \frac{27.04}{s(s + 8.32)} \quad (6)$$

در اجرای این فرایند باید به این نکته توجه نمود که در طراحی عملگر، هدف نزدیک نمودن دینامیک مدل حلقه باز سیستم بدون کنترل‌کننده، به مدل حلقه باز مطلوب است. لذا بهتر است هنگام حل مسئله‌ی بهینه‌سازی، یک ضریب ثابت استاتیکی ( $sI$ ) در دینامیک کل سیستم در نظر گرفته شود تا به پاسخ مناسب‌تری دست یافته شود.

#### 4- تعریف سیگنال ورودی و تابع هزینه

از آنجا که سیستم مورد بررسی سیستمی غیرخطی است و بهره‌ی چنین سیستمی طبیعتاً متأثر از ورودی است؛ شکل ورودی در تعیین تابع هزینه‌ای که جهت بهینه‌سازی عملگر مورد استفاده قرار می‌گیرد، حائز اهمیت است. به همین دلیل پیش از شروع مرحله‌ی بهینه‌سازی، باید سیگنال ورودی و



شکل 2 نمودار جعبه‌ای حلقه بسته‌ی سیستم

عبارت دیگر پهنای پالس و سطح ولتاژ اعمالی به گونه‌ای در نظر گرفته شده است تا ضمن جاروب نمودن بازه‌ی وسیعی از موقعیت‌های زاویه‌ای ممکن، در شرایط مختلف تغییر پارامترهای بهینه‌سازی، عملگر وارد ناحیه‌ی اشباع نگردد.

در نهایت تابع هزینه بر اساس معیار مقدار مطلق خطا MAE به صورت رابطه (7) تعریف می‌شود:

$$J = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |y d_i - \hat{y}_i| \quad (7)$$

که  $y d_i$  خروجی سیستم حلقه باز مطلوب و  $\hat{y}_i$  خروجی مدل حلقه باز غیرخطی در گام  $i$  ام و  $N$  تعداد نمونه‌ها می‌باشد.

### 5- ملاحظات مدل‌سازی موتور سوخت مایع

در این تحقیق از مدل ارائه‌شده در مرجع [6] برای موتور سوخت مایع استفاده شده است. سیستم معادلاتی که برای توصیف عملکرد موتور سوخت مایع مورد نظر در بازه فرکانسی مطلوب نوشته شده است، بالغ بر 200 معادله است که در قالب 31 سیستم و زیر سیستم تقسیم بندی گردیده است.

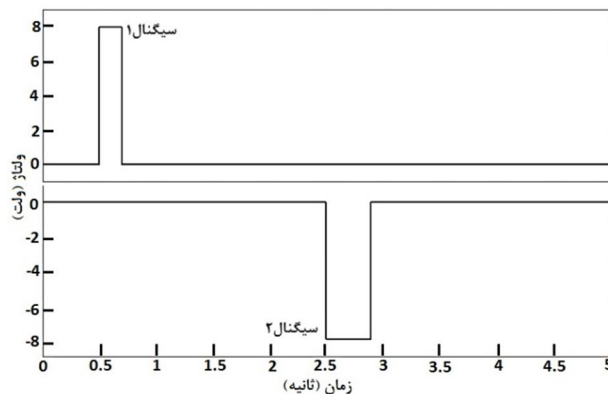
در مدل غیرخطی، فرآیندهای گذرا حین استارت و خاموشی و همچنین فرآیندهای رژیم نامی کار موتور توصیف گردیده‌اند. مدل توسعه یافته در این‌جا شامل مجموعه‌ی زیرسیستم‌های موتور و نیز سامانه‌ی کنترل نیروی پیشران هیدرومکانیکی تنظیم ثابت که طرح کلی آن در شکل 4 نشان داده شده است است.

هنگام مدل‌نویسی، فرضیاتی در رابطه با هر یک از زیرسیستم‌ها، با توجه به تحلیل دینامیکی فرکانس پایین، در نظر گرفته شده‌اند [13]. فرضیاتی که در رابطه با معادلات محفظه‌ی احتراق و مولد گاز در نظر گرفته شده‌اند عبارتند از:

الف) برای گاز تولیدی، معادلات حالت و بقای انرژی کافی است.

ب) امواج فشار در محفظه به‌طور ناگهانی توزیع می‌شوند که این امر اجازه می‌دهد در هر لحظه‌ی زمانی، فشار گازها در تمامی محفظه‌ی احتراق یکسان در نظر گرفته شود.

ج) از تبادل حرارت محصولات احتراق با محیط بیرون صرف‌نظر شده است. اما در نوشتن معادلات پمپ‌ها، فرض بر آن است که کاویتاسیون در بخش گذرای پمپ‌ها وجود ندارد و از تراکم‌پذیری سیال عبوری و نیز انعطاف‌پذیری دیواره‌های پمپ صرف‌نظر شده است. مدل ریاضی با نتایج تست گرم اعتباردهی شده است.



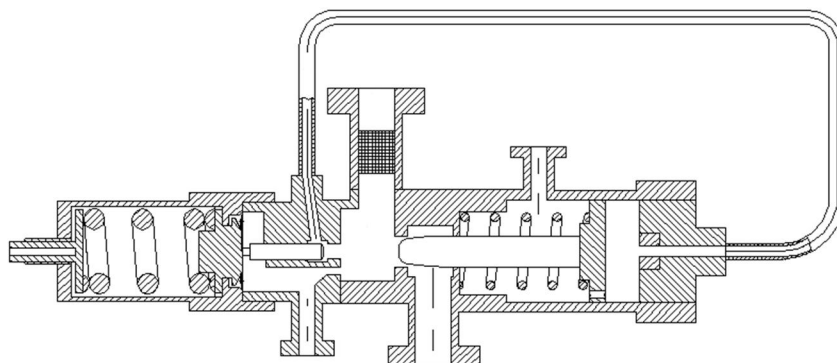
شکل 3 سیگنال ورودی تعیین‌شده برای اعمال به مدل‌های حلقه باز

از سوی دیگر با توجه به سطح ولتاژ اعمالی به سروموتور، سرعت باز یا بسته شدن مسیر عبوری تعیین می‌گردد. بنابراین برای آن که بتوان به‌ازای سطح ولتاژی معین، به موقعیت زاویه‌ای مشخصی رسید و در آن موقعیت باقی ماند، باید پهنای پالس ولتاژ اعمالی کنترل شود. بر این مبنای پهنای پالس ولتاژ اعمالی، در هر دو جهت مثبت و منفی تنظیم شده است.

نکته‌ی دیگر، توجه به زمان و پهنای پالس ولتاژ اعمالی است. در ابتدا موقعیت زاویه‌ای محور عملگر در شرایط نامی (زاویه‌ی متناظر با سطح مقطع نامی) در نظر گرفته شده است.

در ادامه با اعمال ولتاژی با سطح +8 ولت و پهنای 0/2 ثانیه موقعیت سوپاپ در زاویه‌ی نزدیک به اشباع بسته قرار می‌گیرد. پس از آن که پارامترهای موتور در شرایط ماندگار قرار گرفت (1/8 ثانیه پس از اعمال پالس نخست)، پالس ولتاژ با مقدار -8 ولت و پهنای 0/4 ثانیه به سروموتور اعمال می‌گردد تا سبب باز شدن مسیر عبوری عملگر و رسیدن موقعیت سوپاپ در زاویه‌ی نزدیک به اشباع باز گردد. همان‌گونه که مشاهده می‌شود پهنای پالس دوم که در جهت منفی اعمال شده است، دو برابر پالس اول است، چرا که باید شرایط موقعیت زاویه‌ای سوپاپ را از حالت نزدیک به اشباع بسته به حالت نزدیک به اشباع باز برساند، در حالی که پالس اول، موقعیت زاویه‌ای سوپاپ را از حالت نامی به حالت نزدیک به اشباع بسته رسانده بود.

موضوع دیگری که در تعریف سیگنال ورودی مد نظر قرار گرفته است، امکان تغییر موقعیت زاویه‌ای سوپاپ در یک بازه‌ی وسیع (سطح بزرگی از کل بازه‌ی ممکن) با توجه به فاصله‌ی مجاز از مقادیر اشباع است. نکته‌ای که در مورد سطح ولتاژ اعمالی نیز در نظر گرفته شده بود، به



شکل 4 طرح کلی سامانه‌ی کنترل نیروی پیشران هیدرومکانیکی تنظیم ثابت موتور

## 6- طراحی عملگر

در ایجاد طرح اولیه‌ی ساختاری عملگر، برای تنظیم مقاومت هیدرولیکی در مسیرهای عبوری مؤلفه‌ها، می‌توان از دو طرح‌واره‌ی کلی بنا بر قواعد زیر، استفاده نمود [14]:

- باز و بسته کردن مسیر عبوری با حرکت انتقالی خطی المان کنترلی (شکل 5-الف)

- باز و بسته کردن مسیر عبوری با حرکت دورانی المان کنترلی.

عملگر نوع دورانی را به نوبه‌ی خود می‌توان با دو گونه المان کنترلی طرح زد:

- درپچه‌ی عبوری بر روی بدنه به وسیله‌ی سوپاپ پروفیله شده باز و بسته شود (شکل 5-ب).

- سطح مقطع عبوری با دوران شبکه‌ی متحرک بر روی شبکه‌ی غیر متحرک باز و بسته شود (شکل 5-ج) [15,16].

برای انتخاب طرح‌واره‌ی نهایی، بایستی شاخص‌هایی را تعریف و بر اساس ارزیابی آن‌ها و با توجه به ورودی‌های مسئله‌ی طراحی دروسل سرعت ظاهری، در گام بعد نسبت به طراحی جزئی اقدام نمود.

مشخصه‌های قیاسی تعریفی در این‌جا عبارت‌اند از:

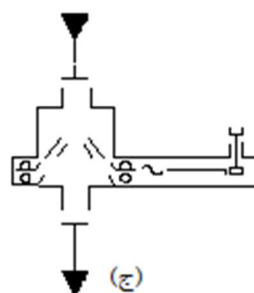
الف) مشخصه‌ی هیدرولیکی (ب) مشخصه‌ی گشتاور (ج) پیچیدگی ساختار و سهولت ساخت و تولید (د) قابلیت اطمینان.

مشخصه‌ی هیدرولیکی نمایانگر وابستگی افت فشار به زاویه‌ی دوران بوده، متأثر از چگونگی پروفیل المان کنترلی عملگر است [16]. این مشخصه با توجه به ضریب تبدیل موتور که بهره‌ی عملگر به‌شمار می‌رود و چگونگی تغییرات سطح مقطع عبوری به‌زای جابجایی المان کنترلی، مشخص می‌شود اما اصولاً، مشخصه‌ی هیدرولیکی کمینه در وضعیت باز عملگر، از دیدگاه بالانس انرژی موتور، بهینه تلقی می‌شود [17,18]. از این لحاظ، عملگر با ساختار دورانی و گونه‌ی شبکه‌ای المان کنترلی، نسبت به دیگر ساختارها وضعیت بهتری دارد.

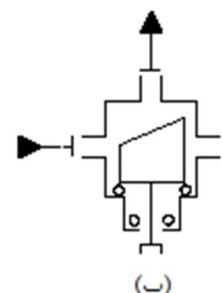
از دیدگاه گشتاور ایجاد‌ی که ناشی از اصطکاک بین اجزای متحرک و نامتحرک و نیز افت فشار سیال عبوری از عملگر است با توجه به دبی گذرنده از عملگر، برای دبی‌های پایین، کم‌ترین میزان گشتاور مقاوم در طرح ساختاری عملگر از نوع دورانی با المان کنترلی از نوع استکانی است. این نوع ساختار از دیدگاه پیچیدگی ساختار و شرایط ساخت و تولید هم وضعیت مناسب‌تری در قیاس با عملگرهای دارای المان کنترلی شبکه‌ای دارا می‌باشند [19].



(الف)



(ج)



(ب)

شکل 5 طرح‌واره‌های عملگر: الف- عملگر با حرکت خطی ب- عملگر با حرکت دورانی از نوع سوپاپ پروفیله ج- عملگر با حرکت دورانی از نوع شبکه‌ای

نکته‌ی مهم دیگر در انتخاب طرح ساختاری، سرعت پاسخ مناسب است که به‌زای کورس حرکتی بالا، عملگرهای از نوع حرکت دورانی، وضعیت بهتری در مقایسه با عملگرهای از نوع حرکت خطی دارند.

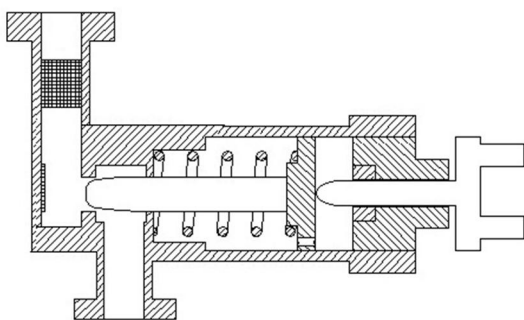
طرح نخست در نظر گرفته شده برای عملگر، ساختاری با مکانیزم حرکت رفت و برگشتی بود (شکل 6). این طرح برگرفته از ساختار اولیه‌ی سامانه‌ی کنترل نیروی پیشران موتور بود که سطح مقطع کنترلی آن با حرکت خطی المان کنترلی (سوپاپ کنترلی) تأمین می‌شد (شکل 4). از آن‌جا که در این شرایط، پروفیل سوپاپ کنترلی بدون تغییر باقی می‌ماند، لذا بهترین وضعیت ممکن از دیدگاه ثابت ماندن ضریب تبدیل موتور فراهم می‌گردید.

از سوی دیگر، با توجه به کورس قابل ملاحظه‌ی حرکت سوپاپ کنترلی در وضعیت حرکت خطی، سرعت اعمال سیگنال کنترلی با محدودیت مواجه شده، عملاً توانایی تعقیب و اعمال به‌هنگام سیگنال کنترلی از بین می‌رود [20]. لذا با توجه به الزام سرعت اعمال سیگنال کنترلی و پیمودن کل کورس حرکتی در مدت زمانی معین توسط سروموتورهای معمول مورد استفاده، طرح عملگر از مکانیزم با حرکت خطی رفت و برگشتی به مکانیزم با حرکت دورانی، تغییر داده شد.

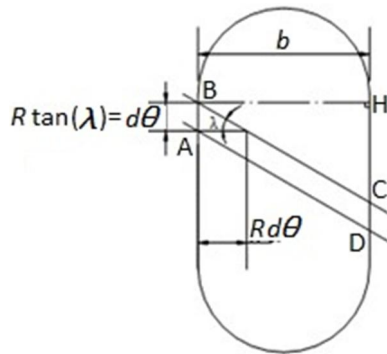
این امر، ملاحظاتی را در پروفیل المان کنترلی جدید به‌همراه می‌آورد که بایستی آن‌ها را هنگام طراحی عملگر با ساختار جدید مد نظر قرار داد.

بعضی از مهم‌ترین الزامات در این‌باره، تأمین ضریب تبدیل موتور در بازه‌ی مجاز و تغییرات سطح مقطع کنترلی به‌زای موقعیت المان کنترلی در خطی‌ترین شرایط و حتی‌الامکان نزدیک به شرایطی است که در وضعیت پیشین برای تغییرات سطح مقطع کنترلی در سامانه‌ی کنترل نیروی پیشران موتور وجود داشت.

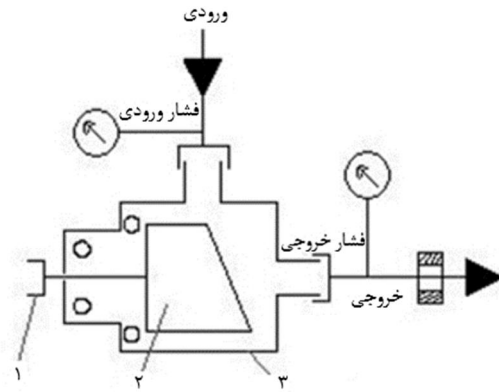
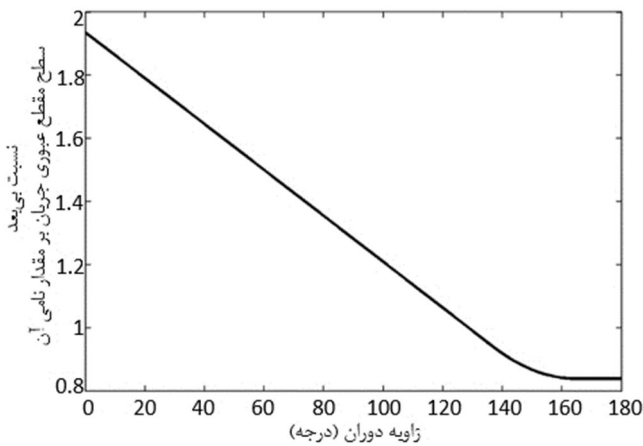
بر اساس آنچه بیان شد، طرح کلی در نظر گرفته شده برای عملگر، ساختاری با مکانیزم حرکت دورانی به‌صورت شکل 7 است. نحوه‌ی عملکرد عملگر به‌این صورت است که با دوران استکانی داخل بدنه، اندازه‌ی مقطع کنترلی، که یک مجرای تعبیه شده بر روی بدنه‌ی عملگر است، تغییر می‌یابد. در طراحی عملگر و المان‌های آن، فرم پروفیل المان کنترلی بسیار مهم است؛ چرا که پروفیل آن، به شدت بر رفتار دینامیکی مجموعه‌ی موتور سوخت مایع و به‌صورت مشخص بر ضریب تبدیل موتور، اثرگذار است. مقطع ورودی بدنه به درپچه، تعیین‌کننده‌ی ضریب تبدیل موتور است. گاه ممکن است تغییرات سطح مقطع در بازه‌های مختلف کاری موتور، متمایز از یکدیگر و چند شیئی باشد. با انتخاب فرم ورودی به‌شکل لوبیایی، گام بعدی محاسبه‌ی افت فشار در وضعیت‌های مختلف قرارگیری سوپاپ جلوی ورودی لوبیایی شکل است. این امر، یا با استفاده از مراجع مقاومت‌های هیدرولیکی، یا به‌کمک تحلیل‌های متداول سیالاتی و یا به کمک انجام تست، قابل انجام است.



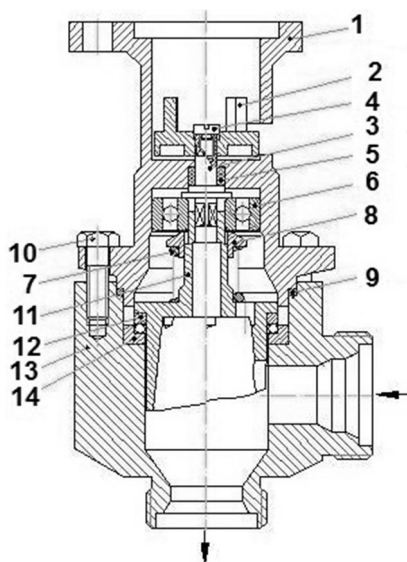
شکل 6 اسکیچ عملگر با مکانیزم حرکت خطی رفت و برگشتی



شکل 8 مقطع لوبیایی شکل ورودی بدنه به دریچه

شکل 7 طرح ساختاری عملگر: 1- نیم کوپلینگ اتصالی به نیم کوپلینگ سروموتور  
2- المان کنترلی دورانی 3- بدنه

شکل 9 نمودار تغییرات سطح مقطع کنترلی عملگر به‌ازای موقعیت مختلف زاویه‌ای استکانی آن



شکل 10 اسکچ عملگر هیدرولیکی (اجزا در متن اشاره شده‌اند)

تثبیت 5- آب‌بند تفلونی 6- بلبرینگ 7- فنر 8- تکیه‌گاه فنر 9- آب‌بند فلزی  
10- پیچ‌های اتصال دو بدنه‌ی بالایی و پایینی 11- سوپاپ 12 و 14- بلبرینگ  
کف‌گرد 13- بدنه‌ی پایینی.

#### 7- مدل پارامتریک عملگر

معادلات اصلی حاکم بر عملگر، شامل معادله‌ی بالانس گشتاورهای وارده بر

به این ترتیب منحنی تغییرات افت فشار به‌ازای میزان مختلف گشودگی مسیر عبوری از عملگر قابل ترسیم است و مقادیر افت فشار بیشینه و کمینه در حالت‌های کاملاً بسته و کاملاً باز به دست می‌آید.

چنانچه افت فشار نامی که ورودی مسئله است و سطح مقطع لازم برای رسیدن به این میزان افت در نظر گرفته شود، به‌ازای یک انحراف دوران از موقعیت نامی، میزان تغییر افت فشار محاسبه می‌شود. با توجه به این‌که حرکت المان کنترلی دروسل، دورانی است، اگر سوپاپ به اندازه‌ی  $d\theta$  از وضعیت نامی خود منحرف شود، میزان تغییر سطح مقطع عبوری سیال  $dA$  (برابر با سطح متوازی‌الاضلاع ABCD خواهد بود (شکل 8).

مساحت این متوازی‌الاضلاع از روابط (8) و (9) محاسبه می‌شود:

$$dA = AB * BH \rightarrow dA = R \tan(\lambda) d\theta b \rightarrow dA = bR \tan(\lambda) d\theta \quad (8)$$

$$\frac{dA}{d\theta} = bR \tan(\lambda) d\theta \quad (9)$$

که  $b$  پهنای مقطع لوبیایی،  $R$  شعاع خارجی و  $\lambda$  زاویه‌ی شیب پروفیل سوپاپ است.

با معلوم بودن سایر پارامترها، می‌توان  $\lambda$  را به‌دست آورد.

با توجه به ملاحظات سیستمی، پروفیل المان کنترلی نباید سبب انحراف ضریب تبدیل موتور از سطح معینی شود.

این موضوع از آن‌رو اهمیت دارد که افزایش ضریب تبدیل موتور از سطحی، منجر به ناپایداری و گاه انهدام موتور می‌شود.

درستی طراحی پروفیل با در نظر گرفتن این ملاحظه، مورد ارزیابی قرار می‌گیرد.

با توجه به طرح انتخابی عملگر، بر طبق محاسبات می‌توان نمودارهای افت فشار به‌ازای مقادیر مختلف گشودگی مسیر عبوری شیر و یا تغییرات سطح مقطع کنترلی عملگر به‌ازای مقادیر مختلف دوران سوپاپ کنترلی را ترسیم نمود (شکل 9).

از نمودار شکل 9 دیده می‌شود که بیش‌ترین گشودگی مسیر عبوری عملگر در زاویه‌ی صفر درجه که نمایانگر قید پایین عملگر است و کم‌ترین گشودگی که نمایانگر قید بالای عملگر است 162 درجه است.

در مرحله‌ی محقق‌سازی طرح انتخابی، با توجه به ملاحظات مرتبط با آب‌بندی، چگونگی اتصال به نیم‌کوپلینگ سروموتور، مباحث سازه‌ای و مکانیزم حرکتی، اسکچ نمایش داده شده در شکل 10 ایجاد می‌شود.

عملگر هیدرولیکی شامل اجزای اصلی زیر است (شکل 10):

1- بدنه‌ی بالایی 2- نیم‌کوپلینگ اتصال به سروموتور 3- محور 4- پیچ

خروجی آن موقعیت زاویه‌ای محور سروموتور است. از آن‌جا که از گیربکس یک‌طرفه استفاده شده است، باید تدابیری در نظر گرفت که تنها در صورت اعمال ولتاژ ورودی، امکان حرکت و تغییر زاویه‌ی محور سروموتور (که متصل به استکانی عملگر است) وجود داشته باشد. برای پیاده‌سازی این سناریو، یک سویچ قبل از انتگرال‌گیر نخست در نظر گرفته شده است.

زمانی که ولتاژ اعمالی صفر است، مقدار صفر از طریق این سویچ به انتگرال‌گیر وارد شده و با توجه به شرایط باز شروع انتگرال‌گیر، با وجود گشتاور بار، تغییری در موقعیت زاویه‌ای رخ نمی‌دهد.

زمانی که ولتاژ اعمالی دارای مقداری غیر از صفر باشد مقدار محاسباتی (مجموع گشتاورها تقسیم بر اینرسی) از طریق سویچ به انتگرال‌گیر اعمال خواهد شد.

### 9- ملاحظات مدلسازی و شبیه‌سازی مدل حلقه‌باز

برای اتصال زیرمجموعه‌های مدل حلقه باز غیرخطی می‌بایست اصلاحاتی در مدل هر زیرمجموعه انجام پذیرد تا امکان اتصال مناسب آن‌ها به شکل درستی فراهم گردد.

به عنوان نخستین گام در این مرحله باید مدل سامانه‌ی کنترل نیروی پیشران هیدرومکانیکی تنظیم ثابت از مدل موتور سوخت مایع حذف شده و به جای آن یک اریفیس ثابت معادل با مقاومت هیدرولیکی مسیر عبوری در شرایط نامی قرار گیرد. سپس با توجه به صحنه‌گذاری مدل ریاضی موتور در حالت پیشین، موتور به‌ازای شرایط جدید استقرار اریفیس ثابت، شبیه‌سازی گردد تا از عملکرد درست مدل اطمینان حاصل شود.

در مرحله‌ی بعد، مدل بخش عملگر به مدل موتور اضافه شده و جایگزین اریفیس معادل می‌گردد. ورودی مدل بخش عملگر موقعیت محور دورانی مربوطه و خروجی آن مقاومت هیدرولیکی مسیر عبوری است که معادلات مربوطه در قسمت‌های قبلی ارائه گردید.

به عبارت دیگر به ازای هر موقعیت ورودی، یک مقاومت هیدرولیکی متناظر ایجاد می‌گردد که به تبع آن میزان افت فشار مسیر عبوری با توجه به مقدار دبی سیال مسیر مشخص می‌شود.

نکته‌ی مهمی که در این قسمت باید مورد توجه قرار گیرد، مدلسازی گشتاور مورد نیاز برای دوران محور عملگر با توجه به سطح فشارهای ورود و خروج است. این گشتاور، اصطلاحاً با عنوان گشتاور بار شناخته می‌شود و به‌عنوان یکی از ورودی‌های مدلسازی عملکرد سروموتور استفاده می‌شود.

قسمت نهایی در این مرحله، افزودن مدل سروموتور به مدل عملگر+موتور است. مدل سروموتور دارای دو ورودی ولتاژ اعمالی و گشتاور بار و یک خروجی موقعیت زاویه‌ای محور سروموتور است. عملیات شبیه‌سازی با گام زمانی 0/01 میلی‌ثانیه و بر مبنای روش انتگرال‌گیری عددی رانگ کوتای مرتبه‌ی 4 انجام شده است.

### 10- یافتن پارامترهای ساختاری بهینه‌ی عملگر

در این مرحله و پس از تعیین مدل مرجع حلقه باز مطلوب و مدل غیرخطی موتور، طراحی و مدلسازی پارامتریک عملگر و در نهایت مشخص نمودن مدل سروموتور، نوبت به بهینه‌سازی پارامترها بر مبنای تابع هزینه‌ی مورد نظر می‌رسد (رابطه‌ی 7).

در این مسئله، هدف، یافتن پارامترهای بهینه‌ی عملگر به‌گونه‌ای است که تابع برازش کمینه گردد. پارامترهای بهینه‌سازی عبارت‌اند از: شعاع

استکانی عملگر و معادله‌ی دبی گذرنده بر اساس سطح مقطع عبوری عملگر که وابسته به زاویه‌ی دوران استکانی است، است. با بسط مدل ریاضی عملگر و شبیه‌سازی آن در محیط سیمولینک نرم‌افزار مطلب، گام دوم از مدلسازی ریاضی مدل تجمیعی موتور+ عملگر+ سروموتور انجام می‌شود. مقدار کل گشتاور مورد نیاز برای دوران استکانی از رابطه‌ی (10) محاسبه می‌شود:

$$T = T_{pl} + T_{p2} + T_{hy} \quad (10)$$

در رابطه‌ی بالا  $T_{pl}$  گشتاور ناشی از اصطکاک بین سطح آب‌بند تفلونی استوانه‌ای شکل و فلز و  $T_{p2}$  گشتاور ناشی از اصطکاک بین جداره‌ی داخلی تفلون استوانه‌ای شکل و فلز و  $T_{hy}$  مقدار گشتاور ناشی از نیروی هیدرودینامیکی یا نیروی ناشی از جت سیال هنگام عبور از مجرای کنترلی است. برای به‌دست آوردن مقدار دبی عبوری از مجرای کنترلی از رابطه‌ی (11) استفاده می‌شود:

$$\dot{m} = C_d A \sqrt{2\rho(p_{in} - p_{out})} \quad (11)$$

که در آن،  $p_{in}$  فشار ورود به عملگر،  $p_{out}$  فشار خروجی از عملگر،  $\rho$  چگالی سیال عبوری از عملگر و  $C_d A$  سطح مقطع زنده‌ی جریان عبوری از عملگر است که در آن  $A$  با توجه به دو رابطه‌ی (12) و (13) و وابسته به موقعیت زاویه‌ای سوپاپ کنترلی به‌دست می‌آید:

$$A = 2rl - 2r^2 \tan(\lambda) + \frac{\pi r^2}{2} \quad (12)$$

$$A = \frac{(R(\theta_{max}) - \theta)^2 \tan(\lambda)}{2} + \frac{\pi r^2}{2} \quad (13)$$

در رابطه‌ی 12،  $l$  از معادله‌ی (14) به‌دست می‌آید:

$$l = R(\theta_{max} - \theta) \tan(\lambda) \quad (14)$$

همچنین با استفاده از روابط هندسی، بیش‌ترین زاویه‌ی دوران استکانی از رابطه‌ی (15) محاسبه می‌شود:

$$\theta_{max} = \frac{2A_{nom} + 2r^2 \tan(\lambda) - (\pi r^2 / 2)}{2rR \tan(\lambda)} \quad (15)$$

در این معادله فرض بر این است سطح مقطع عبوری جریان در لحظه‌ی  $\theta=0$ ، دو برابر سطح مقطع نامی جریان باشد. طبعاً برحسب تغییرات زاویه‌ی  $\theta$  و با توجه به پروفیل سوپاپ، مقدار ضریب تخلیه‌ی مقطع عبوری  $C_d$  تغییر می‌کند.

در شبیه‌سازی انجام شده، از آن‌جا که متغیرهای بهینه‌سازی در فرآیند بهینه‌سازی شامل  $\lambda$ ،  $r$  و  $R$  می‌باشند، این پارامترها به‌عنوان ورودی در نظر گرفته شده‌اند.  $\lambda$  و  $R$  در معادلات (8) و (9) مورد اشاره قرار گرفته‌اند و  $r$  نیز در محاسبه‌ی سطح مقطع عبوری جریان در معادلات (12) و (13) مورد استفاده قرار می‌گیرد. دو پارامتر  $\theta$  و  $l$  از سایر معادلات موتور تعیین می‌شود. ورودی و خروجی‌های سیستم به‌ترتیب شامل  $\dot{m}_{in}$ ،  $P_{in}$  و  $\dot{m}_{out}$ ،  $P_{out}$  می‌باشند. سایر خروجی‌ها شامل گشتاور دورانی مورد نیاز و مقاومت هیدرولیکی شیر می‌باشند. بلوک دیاگرام شبیه‌سازی عملگر در شکل 11 نشان داده شده است.

### 8- مدل سروموتور

در این بررسی یک مدل خطی درجه 3 برای سروموتور همراه با یک جعبه دنده با نسبت تبدیل 1 به 25 در نظر گرفته شده است.

نمودار جعبه‌ای شبیه‌سازی این مجموعه در محیط سیمولینک نرم‌افزار مطلب در شکل 12 نمایش داده شده است.

ورودی این بخش ولتاژ اعمالی به سروموتور و گشتاور بار بوده و

11- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

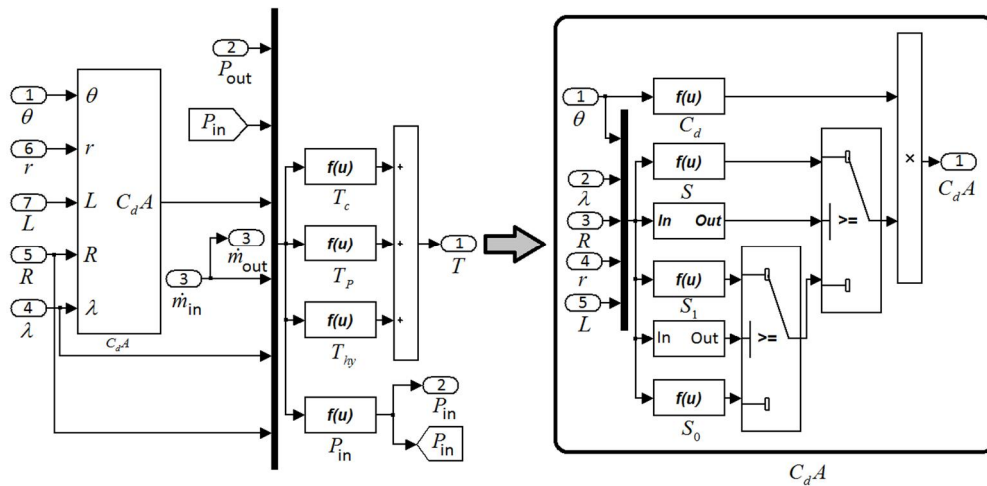
روش مرسوم برای طراحی عملگرهای هیدرومکانیکی، توجه به الزامات محدودی شامل شرایط دبی، فشار و شرایط محیطی متناظر با زیرمجموعه‌ی مورد بررسی است. هدف این پژوهش، طراحی سامانه‌گرایانه‌ی (از دیدگاه سیستم نهایی) عملگر هیدرومکانیکی سیستم کنترل یک موتور سوخت مایع جهت تسهیل در فرآیند طراحی کنترلر بود که این هدف حاصل شد. به عبارت دیگر، در روش پیشنهادی، طراحی عملگر به گونه‌ای انجام می‌شود که تا حد امکان دینامیک‌های نامطلوب سیستم تحت کنترل را جبران‌سازی نماید. به منظور دست‌یابی به این هدف، معیارهای مطلوب دینامیکی و کنترلی مجموعه‌ی نهایی (موتور سوخت مایع) در طراحی عملگر به عنوان یک زیر مجموعه مورد توجه قرار گرفت. در این راستا، پاسخ مدل مرجع مطلوب حلقه باز به یک ورودی مرجع، معیار بهینه‌سازی عملگر تعیین شد. با اعمال ورودی مرجع تعریف‌شده، سعی در نزدیک‌سازی پاسخ سیستم موتور+عملگر+سروموتور واقعی به پاسخ مدل مرجع مطلوب حلقه باز شد. این تلاش با بهینه‌سازی به‌روش الگوریتم تکاملی و یافتن پارامترهای ساختاری بهینه‌ی عملگر، محقق گردید.

لوبیایی ( $r$ )، شعاع بیرونی استکانی ( $R$ )، شیب استکانی ( $\lambda$ ) و ضریب ثابت استاتیکی ( $S_0$ ).

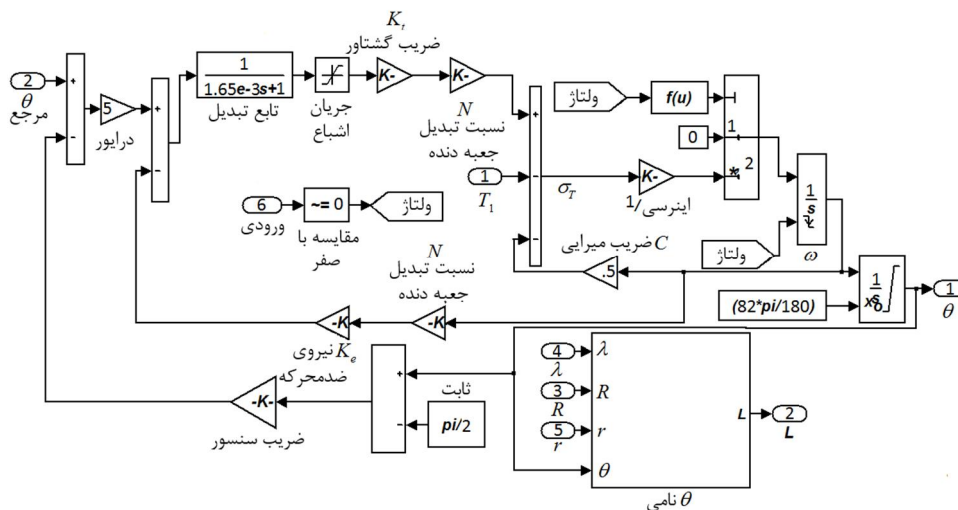
با توجه به قابلیت محقق‌سازی فیزیکی برای هر یک از این پارامترها، بازه‌ی مجاز جستجو تعریف و الگوریتم ملزم به جستجو در آن بازه شده است. در جدول 1 مقدار پارامترهای الگوریتم بهینه‌سازی و در جدول 2 نتایج حاصل از بهینه‌سازی پارامترهای مسئله در مقایسه با مقداری که متخصص اختصاص داده، نشان داده شده است. همچنان که دیده می‌شود مقدار برآزش در حالت بهینه‌سازی شده بسیار بهتر از حالت پیشین است.

در شکل 13 خروجی سیستم حلقه باز مطلوب (نمودار خط توپر) و همچنین خروجی سیستم حلقه باز غیرخطی در دو حالت بهینه‌سازی شده (نمودار نقطه‌چین) و مقادری که شده توسط متخصص (نمودار خط توپر ستاره‌دار) آمده است.

نتایج، به‌روشنی بیانگر اثربخشی روش بیان‌شده (کاهش اختلاف خروجی سیستم حلقه باز غیرخطی به خروجی سیستم حلقه باز مطلوب) است.



شکل 11 مدل شبیه‌ساز عملگر در محیط نرم‌افزار سیمولینک



شکل 12 بلوک دیاگرام شبیه‌سازی سروموتور جریان مستقیم



ضریب ثابت استاتیکی	$st$
زمان صعود	$t_r$
گشتاور	$T$
خروجی سیستم یا مدل حلقه باز	$y$
خروجی مدل حلقه باز غیر خطی	$\hat{y}$

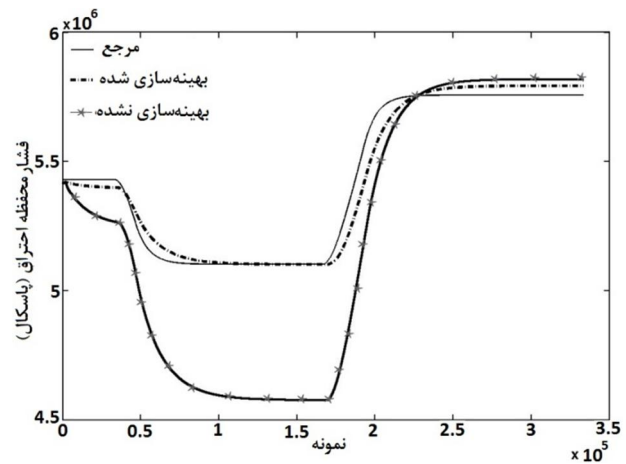
علائم یونانی

احتمال گزینش بهترین‌ها	$\beta$
زاویه‌ی دوران سوپاپ عملگر	$\theta$
زاویه‌ی شیب پروفیل سوپاپ	$\lambda$
مقدار اولیه	$\mu$
چگالی سیال عبوری از عملگر	$\rho$
ضریب میرایی	$\xi$
فرکانس طبیعی	$\omega_n$
<b>زیر نویس‌ها</b>	
محفظه‌ی احتراق	$Cc$
اندیس مطلوبیت	$D$
گشتاور ناشی از نیروی هیدرودینامیکی	$Hy$
اندیس گام	$I$
ورودی	$In$
اندیس گشتاور مقاوم	$l$
خروجی	$Out$
گشتاور ناشی از اصطکاک میان سطح خارجی تفلونی و فلز	$Pl$
گشتاور ناشی از اصطکاک میان جداره‌ی داخلی تفلون و فلز	$p2$
پیش تنظیم یا سبب پوینت	$Set$
مقدار نامی	$Nom$

جدول 1 مقدار پارامترهای الگوریتم بهینه‌سازی	
مقدار	پارامتر
تصادفی	مقدار اولیه $F$ و $CR$
[5...20]	$1/c$
[%5...%20]	$\beta$
0/5	مقدار اولیه $\mu_F$ و $\mu_{CR}$
30	$NP$

جدول 2 نتایج بهینه‌سازی پارامترها

پارامتر بهینه‌سازی	مقدار بهینه‌سازی شده	مقداردهی توسط متخصص	بازه‌ی مجاز جستجو
$r$	$3/4 \times 10^{-3}$	$3 \times 10^{-3}$	$(2/5...3/5) \times 10^{-3}$
$R$	$14 \times 10^{-3}$	$17/5 \times 10^{-3}$	$(14...22) \times 10^{-3}$
$\lambda$	$5/5 \pi/180$	$7\pi/180$	$(5/5...9/9)\pi/180$
$st$	$-0/63 \times 10^{+5}$	$-1/2 \times 10^{+5}$	$(-10...-0/5) \times 10^{+5}$
برازش	$3/6138 \times 10^{+4}$	$2/2921 \times 10^{+5}$	-



شکل 13 نمودار خروجی سیستم در حالات مطلوب، غیر خطی بهینه

و غیر خطی بهینه‌سازی نشده

13- مراجع

- [1] A. Nassirharand, S. R. Mousavi Firdeh, *Design of Nonlinear Lead and/or Lag Compensator*, *International Journal of Control, Automation, and Systems*, vol. 6, no. 3, pp. 1-7, June 2008.
- [2] A. Nassirharand, S. R. Mousavi Firdeh, Single-range controller design for a cruise missile, *AEAT (International Journal of Aircraft Engineering and Aerospace Technology)*, pp. 283-287, vol. 81, no. 4, 2009.
- [3] A. Santana Jr., F.I. Barbosa, M. Niwa, L.C.S. Goes, Modeling and Robust Analysis of a Liquid Rocket Engine, *36th Joint Propulsion Conference & Exhibit Huntsville, Alabama*, July 2000.
- [4] S. R. Mousavi Firdeh, A. Nassirharand, N. Abbassi, H. Karimi, A systematic single-range controller synthesis procedure for nonlinear and multivariable liquid propellant engines, *Aerospace Science and Technology*, pp. 392-401, vol. 10, no. 5, 2006.
- [5] A. Nassirharand, S. R. Mousavi Firdeh, Design of nonlinear  $H_\infty$  controllers using describing functions with application to servomechanism, *Asian Journal of Control*, pp. 446-450, vol. 11, no. 4, July 2009.
- [6] H. Karimi, A. Nassirharand, and M. Beheshti, Dynamic and Nonlinear Simulation of Liquid Propellant Engines, *AIAA Journal of Propulsion and Power*, pp. 938-944, vol. 19, no. 5, 2003.
- [7] R. Gamperle, S. Muler, P. Koumoutsakos, A parameter study for differential evolution, in: *Proc. WSEAS Int. Conf. Advances Intell. Syst., Fuzzy Syst., Evol. Comput.*, pp. 293-298, 2002.
- [8] J. Liu, J. Lampinen, *A fuzzy adaptive differential evolution algorithm*, *Soft Comput.*, pp. 448-462, vol. 9, no. 6, 2005.
- [9] J. Brest, S. Greiner, B. Boskovic, M. Mernik, V. Zumer, Self-adapting control parameters in differential evolution: A comparative study on numerical benchmark problems, *IEEE Trans. on Evol. Comput.*, pp. 646-657, vol. 10, no. 6, 2006.
- [10] J. Zhang, A. C. Sanderson, JADE, Adaptive differential evolution with optional external archive, *IEEE Trans. on Evol. Comput.*, pp. 945-958, vol. 13, no. 5, 2009.

12- فهرست علائم

$b$	پهنای مقطع لوبیایی عملگر
$c$	واریانس
$C_d A$	سطح مقطع زنده‌ی جریان عبوری از عملگر
$CR$	نرخ ترکیب
$dA$	سطح مقطع عبوری سیال
$F$	پارامتر مقیاس
$G$	مدل (تابع تبدیل) حلقه بسته
$J$	تابع هزینه
$l$	ارتفاع ناحیه‌ی باز مقطع عبوری جریان در عملگر
$M_p$	درصد فراجهش
$\dot{m}$	دبی
$N$	تعداد نمونه‌ها
$NP$	اندازه‌ی جمعیت
$p$	فشار (Pa)
$r$	شعاع بخش دایره‌ای لوبیایی عملگر
$R$	شعاع خارجی عملگر

- Hydro-systems*, KAI Pub., in Russian, 1978.
- [16] V.P. Gooskov, V.F. Miresch, *Characteristics of direct pressure Regulator*, Published by Kharkov Aviation University, in Russian, 1982.
- [17] E. V. Lebedinsky, Multifunctional Mathematical Simulation of Liquid Rocket Engines (Principles of System Synthesis), *Conference on Propulsive Flows in Space Transportation Systems*, Bordeaux, France, pp. 514-528, 11-15 September 1995.
- [18] B.F. Glikman, *Automatic control of propellant rocket Engine*, Mashinostroyenie Pub., in Russian, 1974.
- [19] P.I. Orlov, *Principles of Constructions (Handbook)*, Moscow, Mashinostroyenie Pub., in Russian, 1988.
- [20] A.A. Shevyakov, *Theory of automatic control of rocket Engine*, Mashinostroyenie Pub. Co., in Russian, pp.37-102, 1978.
- [11] A. K. Qin, V. L. Huang, P. N. Suganthan, Differential evolution algorithm with strategy adaptation for global numerical optimization, *IEEE Trans. on Evol. Comput.*, pp. 398-417, vol. 13, no. 2, 2009.
- [12] W. Gong, Zh. Cai, Y. Wang, Repairing the Crossover Rate in Adaptive Differential Evolution, *Applied Soft Computing.*, pp. 149-168, vol. 15, 2014.
- [13] E.N. Belyaev, V.K. Chevanov, V.V. Chervakov, Mathematical model of working process in liquid rocket engine, in *Russian, MAI Pub. Co.*, pp.33-73, 1999.
- [14] A. Jafargholi, D. Ramesh, J. Abyat, M. J. Montazeri, *Construction of Liquid Propellant Engine*, Tehran, AIO Pub., in Persian, 2006.
- [15] R.P. Ashikhmin, V.V. Berdnikov, *Flow & Pressure Regulation of Fluid in*