



مدل سازی و طراحی کنترل کننده موقعیت عملگر سروو هیدرولیک با استفاده از روش مود لغزشی تحت بارگذاری متغیر

وحید حسنی¹، مصطفی تقی زاده^{2*}، محمود مزارع³

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید بهشتی، تهران
2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید بهشتی، تهران
3- فارغ التحصیل کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید بهشتی، تهران
* تهران، صندوق پستی 1743524155، mo_taghizadeh@sbu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 04 اردیبهشت 1396
پذیرش: 28 اردیبهشت 1396
ارائه در سایت: 25 خرداد 1396
کلید واژگان:
عملگر هیدرولیک
مدل سازی دینامیکی
خطی سازی بازخوردی
کنترل مود لغزشی

چکیده

در این مقاله، به مدل سازی و طراحی کنترل کننده موقعیت برای سیستم غیرخطی عملگر سروو هیدرولیکی تحت بارگذاری متغیر پرداخته شده است. مدل دینامیکی سیستم با در نظر گرفتن معادلات حاکم بر دینامیک شیر، نشتی ها، مدل اصطکاک و ... استخراج شده است. برای دستیابی به عملکرد مطلوب در شرایط بارگذاری متغیر با دامنه تغییرات گسترده، باید روش کنترلی به کار گرفته شود که در مقابل تغییرات مقاوم باشد. همچنین، از آنجایی که سیستم مورد مطالعه دارای دینامیک غیرخطی بوده و مدل استخراجی بیان دقیقی از رفتار سیستم نمی باشد، نیاز به کنترل کننده ای که بتواند در مقابل اثرات غیرخطی و عدم قطعیت مقاوم بوده و دارای سرعت، دقت و پایداری مناسب باشد، نیز ضروری است. لذا، با استفاده از روش های کنترل غیرخطی، کنترل کننده های خطی سازی بازخوردی و مود لغزشی در شرایط بار متغیر نیز طراحی شده است. در ادامه به منظور نشان دادن میزان مقاوم بودن کنترل کننده های طراحی شده، اغتشاش خارجی متغیر با زمان نیز در شبیه سازی در نظر گرفته شده و نتایج با PID مقایسه شده است. پارامترهای کنترل کننده های طراحی شده با استفاده از الگوریتم جستجوی هارمونی بهینه شده و نتایج شبیه سازی عملکرد بهتر مود لغزشی نسبت به خطی سازی بازخوردی و PID را در برابر تغییر بار نشان می دهند.

Modeling and position controller design of a servo-hydraulic actuator under variable loads using sliding mode control

Vahid Hassani, Mostafa Taghizadeh*, Mahmood Mazare

School of Mechanical Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran
* P.O.B. 3716146611, Tehran, Iran, mo_taghizadeh@sbu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 24 April 2017
Accepted 18 May 2017
Available Online 15 June 2017

Keywords:

Hydraulic actuator
Dynamic modeling
Feedback linearization
Sliding mode control

ABSTRACT

In this paper, dynamic modeling and position control of a nonlinear servo – hydraulic actuator system under variable loads is proposed. In dynamic model of the under studied system, governing equation of valve, leakage and friction is considered. To achieve the desired performance of the system under variable loads with extend variation amplitude, a one control method is applied which is robust in the presence of the variation. Also, as a nonlinear servo hydraulic actuator system has a nonlinear dynamics and the extracted dynamic model does not accurately proposed the behavior of the system, a controller can be considered which is robust against the nonlinearity and uncertainty effects. The controller should have an appropriate response, greater accuracy and stability. Regarding position control of the nonlinear servo hydraulic actuator system in presence of variable loads, nonlinear controllers are designed using feedback linearization and sliding mode techniques. In addition, in order to show the robustness of proposed controllers, a time varying disturbance and noise are applied in the simulation and results of the simulation are compared with classical PID controller. Controller parameters are optimized using harmony search algorithm and simulation results show the sliding mode control outperforms feedback linearization technique and PID controllers, in spite of the variable loads.

1- مقدمه

با نگاهی گذرا می توان گستردگی کاربرد هیدرولیک در انواع مختلف صنایع به دلیل تولید نیرو و گشتاور زیاد، به عنوان مثال ماشین آلات معدنی، صنایع هوایی و دریایی، رباتیک، صنعت توربین های بادی و نفت و گاز را مشاهده کرد [2,3].
سیستم های سرو هیدرولیک در دو دهه گذشته بسیار گسترش و

سیستم های هیدرولیکی به دلیل انطباق با طیف وسیعی از اهداف همچون تامین قدرت در ماشین ها، قابلیت حمل بالای بار و همچنین پاسخ سریع با داشتن دقت و سرعت مناسب در عملکرد سیستم، به طور وسیعی در کاربردهای صنعتی استفاده می شود [1].

Please cite this article using:

V. Hassani, M. Taghizadeh, M. Mazare, Modeling and position controller design of a servo-hydraulic actuator under variable loads using sliding mode control, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 6, pp. 295-302, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

عملگر سروو هیدرولیک، یک مدل غیرخطی دقیق تر جهت شناسایی بهتر رفتار سیستم ارائه شود. عوامل مختلفی سبب بروز رفتار غیرخطی در سیستم‌های هیدرولیک هستند، اما شیرهای سروو یکی از منابع اصلی دینامیک‌های غیرخطی در سیستم هیدرولیک به شمار می‌روند. از این رو، در مدل سازی شیر سروو، دینامیک سیال عبوری، نشتی داخلی موجود در شیر و دینامیک اسپول در نظر گرفته شده است. اصطکاک نیز یکی دیگر از عواملی است که سبب ایجاد رفتار غیرخطی در سیستم می‌شود. در این مقاله نیز جهت توصیف بهتر اصطکاک موجود در سیستم از مدل لوگره⁴ استفاده شده است. با استخراج مدل، به منظور طراحی کنترل کننده موقعیت عملگر، کنترل کننده‌های PID بهینه شده با استفاده از الگوریتم جستجوی هارمونی، خطی سازی بازخوردی و مود لغزشی در حالت های بار متغیر و ثابت نیز طراحی و به سیستم اعمال شده، سپس مشخصه‌های زمانی و پاسخ فرکانسی نیز بررسی شده است. در ادامه، با توجه به اینکه مدل استخراجی بیانگر رفتار دقیق سیستم نسبت به واقعیت نبوده، از اینرو مدل دارای عدم قطعیت می‌باشد که این مهم نیز پروسه کنترلی را با مشکل روبرو می‌کند. بنابراین برای بهبود عملکرد کنترل موقعیت و همچنین جهت مقاوم نمودن سیستم در برابر عدم قطعیت‌ها و اغتشاشات خارجی، کنترل کننده مود لغزشی طراحی شده است. نوآوری مقاله شامل: (1) استخراج مدل دقیق تر از عملگر هیدرولیک و در نظر گرفتن اثرات نشتی. (2) طراحی کنترل کننده خطی سازی پسخور و مود لغزشی برای بار متغیر.

ساختار این مقاله بدین ترتیب است. در قسمت 2 به مدل سازی سیستم سروو-هیدرولیک و استخراج معادلات سیستم پرداخته شده، که شامل دینامیک عملگر و شیر و همچنین مدل اصطکاک موجود در سیستم است. در قسمت 3 به طراحی کنترل کننده شامل کنترل مود لغزشی و خطی سازی پسخور پرداخته شده است. در قسمت 4 نتایج حاصل از شبیه سازی و در نهایت در قسمت 5 نتیجه‌گیری بیان شده است.

2- مدل سازی عملگر سروو هیدرولیک

مدل کامل ریاضی سیستم هیدرولیکی شامل دینامیک عملگر هیدرولیک به همراه بارهای اعمالی و دینامیک شیر سروو بوده که نشان دهنده نحوه رفتار یک سیستم سروو-هیدرولیک می‌باشد. شیرهای سروو و سیلندرهای هیدرولیک دو بخش مهم از سیستم سروو-هیدرولیک هستند. سیستم‌های سروو-هیدرولیک شامل سیلندرهای تک میله با عملکرد دوطرفه و یا سیلندر با انتهای ثابت می‌باشند.

2-1- دینامیک عملگر هیدرولیک

طرح کلی یک سیستم سروو-هیدرولیک در "شکل 1" نشان داده شده است. معادلات دینامیکی برای حرکت پیستون به صورت رابطه (1) و (2) نوشته می‌شود.

$$\dot{x}_p = v_p \quad (1)$$

$$\sum F = ma_p \quad (2)$$

نیروی F شامل، F_a نیروی عملگر هیدرولیک، F_f نیروی اصطکاک هیدرولیکی و F_d نیروی‌های غیرخطی و عدم قطعیت‌هایی که مدل کردن آن‌ها دشوار است.

$$F = F_a - F_f - F_d \quad (3)$$

پیشرفت پیدا کرده‌اند. مدل سازی سیستم های سروو هیدرولیک را می‌توان در منابعی چون بلک برن [4] و مریت [1] یافت. همچنین در کتاب‌هایی نظیر واتن [2]، اشبی [5] و منرینگ [6] می‌توان مطالب بسیار مفیدی در رابطه با مدل سازی و شبیه سازی سیستم‌های هیدرولیکی کسب نمود.

جزء اصلی در کنترل یک سیستم هیدرولیک شیر سرو می باشد که در تحقیقات مختلف به مدل سازی آن پرداخته شده است. لین [7] یک مدل غیرخطی از شیر سرو یک طبقه ای ارائه داده است. شاکلا [8] یک مدل با کاهش مرتبه یافته از شیر سرو را ارائه، که به دو قسمت غیرخطی استاتیکی و غیرخطی دینامیکی تقسیم بندی شده است. با این حال، سیستم‌های هیدرولیکی به دلایل زیادی از جمله اصطکاک، نشتی، همپوشانی شیرها، تراکم پذیری، افت فشار در خط انتقال سیال و بار اعمال شده به سیستم، رفتار غیرخطی از خود نشان می‌دهند که سبب بروز مشکلاتی در کنترل این سیستم‌ها می‌گردد. برای بهبود عملکرد و جبران این رفتار غیرخطی نیاز به تکنیک‌های کنترلی غیرخطی است. در این راستا، تحقیقات فراوانی جهت کنترل رفتار غیرخطی عملگر هیدرولیکی انجام گرفته است [9]، لیم¹ و همکاران [10]، برای کنترل یک عملگر هیدرولیکی از تکنیک جای‌دهی قطب استفاده کردند که الگوریتم پیشنهادی در مقابل تغییر پارامترها مقاوم نبود. زنگ² و همکاران [11] دو سال بعد، برای کنترل موقعیت عملگر هیدرولیکی یک کنترل کننده PD هوشمند طراحی کردند. الگوریتم هوشمند مورد استفاده تا حد زیادی در مقابل تغییرات پارامتری مقاوم بود، اما مدل خطی به کاربرده شده محدودیت‌های خاصی روی کارایی سیستم اعمال می‌کرد. آر ویچی [12]، یک کنترل کننده PID³ برای عملگر هیدرولیکی توربین باد پیشنهاد دادند و پاسخ آن را برای سرعت‌های مختلف دوران زاویه پیچ محاسبه نمود. نتایج نشان داد که سیستم کنترلی برای سرعت‌های دورانی بالا دارای پاسخ مطلوبی نمی‌باشد. هوان و همکاران [13]، با استفاده از ایده خطی سازی ورودی- خروجی یک عملگر سروو هیدرولیک را کنترل کردند، این کنترل کننده چون در یک جهت طراحی شده بود، در مقابل تغییر پارامترها چندان مقاوم نبود. ون هادی و همکاران [14]، اقدام به کنترل یک عملگر هیدرولیکی با استفاده از کنترل کننده فازی نموده‌اند، مدل این عملگر به مدل غیرخطی بوده که در آن عوامل غیرخطی سیستم اصطکاک و نشتی داخلی در نظر گرفته شده است. راکتو و همکاران [15]، اقدام به مدل سازی عملگر هیدرولیکی زاویه پیچ در توربین بادی نمودند. آن‌ها شبیه سازی را برای دو حالت ایمن و معیوب انجام دادند و دریافتند که مدل خطی برای حالت ایمن پاسخ گو است اما در حالت معیوب باید از مدل غیرخطی برای سیستم استفاده شود تا بتوان رفتار غیرخطی سیستم را شناسایی و کنترل نمود.

یکی از تکنیک‌های کنترل غیرخطی و مقاوم، ایده مود لغزشی است که برای کنترل عوامل غیرخطی شدید بسیار سودمند می‌باشد. این کنترل کننده در حضور عدم قطعیت‌ها و اغتشاشات مقاوم بوده و دقت کنترلی بسیار بالایی را تضمین می‌کند. فینک و همکاران [16]، یک کنترل کننده مود لغزشی گسسته را برای کنترل فشار یک شیر سرو ارائه کردند. سیگنال کنترلی حاصله با یک لرزش فرکانس بالا به خاطر تابع سوئیچینگ استفاده شده همراه بود. لذا پیاده سازی این کنترل کننده در عمل بسیار مشکل به نظر می‌رسید. این مسئله توسط چن و همکاران [17] با به کارگیری یک تابع سوئیچینگ با لایه مرزی متغیر به جای لایه مرزی ثابت برطرف شد.

در این مقاله سعی شده تا با مطالعه انواع مدل‌های پیشنهادی برای

¹ Lim

² Zeng

³ Proportional-integral-derivative

⁴ Luger

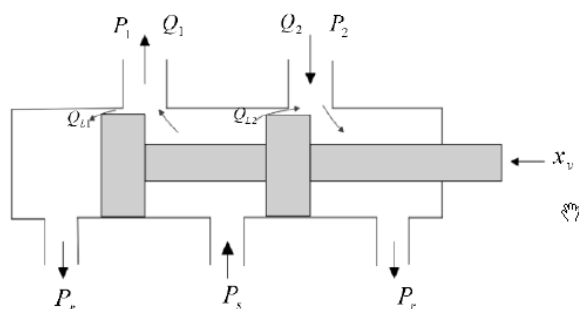


Fig. 2 Scheme of Four-way valve

شکل 2 طرح کلی روزنه‌ها و جریان عبوری یک شیر چهار راهه

که در آن، C_d ضریب تخلیه، w_1 و w_2 ضریب تغییرات مساحت اسپول شیر و ρ چگالی روغن است.

2-2-2-2 مدل نشتی داخلی در شیر

نشتی داخلی به طور معمول بین شیر سرو و بدنه آن رخ می‌دهد (مانند شکل 2). میزان نشتی با حرکت اسپول و ایجاد همپوشانی بین اسپول و بدنه کاهش پیدا می‌کند. در این مقاله سعی شده که مدل غیرخطی از شیرو سروو ارائه شود، تا با توجه به محدوده حرکت اسپول میزان نشتی با دقت بیشتری محاسبه گردد.

با فرض متقارن بودن شیر سروو:

$$Q_{L1} = K_{f1} \sqrt{(P_s - P_r)} (x_0 + |x_v|) (1 + g_1(x_v))^{-1/2} \quad (10)$$

$$Q_{L2} = K_{f2} \sqrt{(P_s - P_r)} (x_0 + |x_v|) (1 + g_2(x_v))^{-1/2} \quad (11)$$

که در آن، $g_1(x_v)$ و $g_2(x_v)$ عبارتند از:

$$g_1(x_v) = \left(1 + \frac{|x_v|}{x_0}\right)^2 \left(1 + k_{L1} \frac{|x_v|}{x_0}\right) \quad (12)$$

$$g_2(x_v) = \left(1 + \frac{|x_v|}{x_0}\right)^2 \left(1 + k_{L2} \frac{|x_v|}{x_0}\right) \quad (13)$$

که پارامتر x_0 میزان بازشدگی معادل در صفحه اوریفیس است و در موقعیت صفر ($x_v = 0$)، برای میزان نشتی محاسبه شده است.

2-2-2-3 دینامیک اسپول شیر

یک شیر سروو وسیله پیچیده‌ای است که یک پاسخ غیرخطی مرتبه بالا را از خود به نمایش می‌گذارد. معادله دینامیکی جابه‌جایی اسپول شیر سروو، x_v با ورودی کنترلی u مرتبط است. رابطه متناظر که با ساده‌سازی به صورت یک سیستم مرتبه اول تقریب زده شده، به صورت رابطه (14) می‌باشد.

$$\dot{x}_v = \frac{1}{\tau_v} (-x_v + k_a u) \quad (14)$$

که، k_a ضریب شیر سروو و τ_v ثابت زمانی می‌باشد. با توجه به استفاده از شیر سروو با پاسخ سریع، فرض می‌شود که ورودی کنترلی با جابه‌جایی اسپول رابطه مستقیم دارد و با انجام ساده‌سازی، معادله دینامیکی جابه‌جایی اسپول شیر به فرم رابطه (15) خواهد بود.

$$x_v = k_a u \quad (15)$$

2-2-3-3 مدل اصطکاک

اصطکاک یک پدیده پیچیده و طبیعی است. این پدیده با ایجاد نیروی عکس‌العمل مماسی بین دو سطح فیزیکی که با هم در تماس هستند ایجاد می‌شود [18]. وجود اصطکاک سبب ایجاد خطا در ردیابی، بروز نوسانات سیکل کوتاه و پدیده حرکت لغزشی ارتعاشی¹ می‌شود [19]. اصطکاک

¹ stick-slip motion

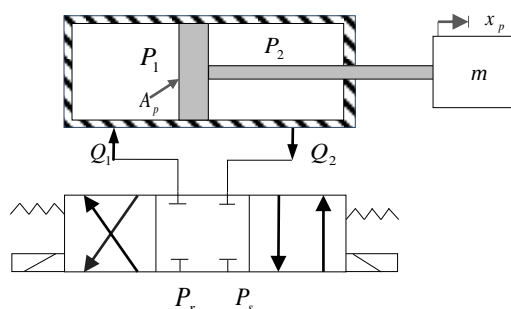


Fig. 1 Scheme of servo-hydraulic actuator

شکل 1 طرح یک سیستم سروهیدرولیک

نیروی تولیدی توسط عملگر (F_a) تابعی از فشار موجود در دو طرف پیستون بوده که آن را می‌توان به صورت رابطه (4) نمایش داد.

$$F_a = A_1 P_1 - A_2 P_2 \quad (4)$$

با جاگذاری روابط (3) و (4) در رابطه (2) شتاب سیستم به صورت رابطه

(5) به دست می‌آید.

$$a_p = \frac{(A_1 P_1 - A_2 P_2) - F_f - F_d}{m} \quad (5)$$

A_1 و A_2 به ترتیب مساحت پیستون در سمت چپ (قسمت 1) و سمت راست (قسمت 2) سیلندر و P_1 و P_2 نیز فشارهای موجود در این دو قسمت می‌باشند. رابطه (5) معرف دینامیک سیستم سروو-هیدرولیک است. دبی ورودی و خروجی با مشتق‌گیری از فشار موجود در هر قسمت محاسبه می‌شود. با در نظر گرفتن نشتی داخلی و تراکم‌پذیری سیال، دینامیک جریان موجود در سیلندر به صورت روابط (6) و (7) نوشته می‌شود.

$$\frac{V_1}{\beta_e} \dot{P}_1 = -A_1 v_p - Q_{L1} + Q_1 \quad (6)$$

$$\frac{V_2}{\beta_e} \dot{P}_2 = -A_2 v_p - Q_{L2} + Q_2 \quad (7)$$

که در آن $V_1 = V_{01} + x_p A_1$ و $V_2 = V_{02} + x_p A_2$ حجم کلی موجود در هر قسمت و V_{01} و V_{02} حجم اولیه موجود در لوله‌ها و محفظه سیلندر می‌باشد. β_e مدول بالک موثر با فرض تراکم‌پذیری روغن، Q_{L1} و Q_{L2} دبی نشتی در ورودی کنترلی 1 و 2، Q_1 و Q_2 دبی ورودی به قسمت‌های اول و دوم سیلندر است. در این معادله از نشتی‌های خارجی صرف نظر شده است.

2-2-2-2 مدل‌سازی شیر سروو

مدل‌سازی شیر سروو به دو مرحله مدل‌سازی سیال عبوری از روزنه‌های شیر و مدل‌سازی دینامیک اسپول شیر تقسیم می‌شود.

2-2-2-1 دینامیک سیال عبوری از شیر

برای درک بهتر دینامیک سیال عبوری از روزنه‌های شیر یک نمای ساده از روزنه‌ها و جریان عبوری یک شیر اسپولی چهار راهه در "شکل 2" ارائه شده است. فرض کنید که اسپول یک جابه‌جایی مثبت از وضعیت خنثی ($x_v = 0$) داشته باشد.

با توجه به روابط موجود برای صفحه اوریفیس می‌توان دبی ورودی و خروجی به هر قسمت را با استفاده از روابط (8) و (9) محاسبه نمود.

$$Q_1 = C_d w_1 x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{\Delta P_1} \Delta P_1} = \begin{cases} P_s - P_1 & \text{for } x_v \geq 0 \\ P_1 & \text{for } x_v \leq 0 \end{cases} \quad (8)$$

$$Q_2 = C_d w_2 x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{\Delta P_2} \Delta P_2} = \begin{cases} P_2 & \text{for } x_v \geq 0 \\ P_s - P_2 & \text{for } x_v \leq 0 \end{cases} \quad (9)$$

استاتیکی و دو پارامتر دینامیکی است.

با توجه به معادلات (8) تا (15) متغیرهای حالت مدل به صورت (17) تعریف می‌شود.

$$X = [x_1, x_2, x_3]^T \equiv [x_p, v_p, a_p]^T \quad (18)$$

بنابراین، معادلات حالت مرتبه سوم مدل سیستم سروو هیدرولیک با استفاده از صورت ساده شده آن به فرم رابطه (19) قابل استخراج است.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= x_3 \\ \dot{x}_3 &= \dot{a}_p = \frac{1}{m} [(A_1 \dot{P} - A_2 \dot{P}_2) - \dot{F}_f - \dot{F}_d] \end{aligned} \quad (19)$$

با جاگذاری معادلات (8) تا (11) و (6) و (7) در معادله (19):

$$\begin{aligned} \dot{a}_p &= \frac{1}{m} \left[\beta_e x_2 \left(-\frac{A_1^2}{V_1} - \frac{A_2^2}{V_2} - \frac{A_1 Q_{L1}}{V_1 x_2} - \frac{A_2 Q_{L2}}{V_2 x_2} \right) \right. \\ &\quad \left. + \beta_e C_d k_a \sqrt{\frac{2}{\rho}} \left(\frac{A_1 W_1}{V_1} \sqrt{\Delta P_1} \right) \right. \\ &\quad \left. + \frac{A_2 W_2}{V_2} \sqrt{\Delta P_2} \right) u - \dot{F}_f - \dot{F}_d \end{aligned} \quad (20)$$

با توجه به رابطه (20) و برای ساده سازی فرض می‌شود:

$$\begin{aligned} a &= -\frac{\beta_e}{m} x_2 \left(-\frac{A_1^2}{V_1} - \frac{A_2^2}{V_2} - \frac{A_1 Q_{L1}}{V_1 x_2} - \frac{A_2 Q_{L2}}{V_2 x_2} \right) \\ b &= \frac{\beta_e C_d k_a \sqrt{2/\rho}}{m} \left(\frac{A_1 W_1}{V_1} \sqrt{\Delta P_1} + \frac{A_2 W_2}{V_2} \sqrt{\Delta P_2} \right) \\ d &= -\frac{1}{m} (\dot{F}_f + \dot{F}_d) \end{aligned} \quad (21)$$

با در نظر گرفتن روابط (21)، معادله حرکت پیستون به شکل یک معادله تک ورودی تک خروجی غیرخطی استخراج می‌شود. پارامترهای این سیستم در جدول 1 نشان داده شده‌اند. در نهایت مدل دینامیکی به صورت رابطه (22) نشان داده می‌شود.

$$\dot{x}_3 = a(x) + b(x)u + d \quad (22)$$

3- طراحی کنترل کننده

در این بخش، به طراحی کنترل کننده برای کنترل موقعیت عملگر هیدرولیکی پرداخته شده که در ابتدا کنترل کننده مود لغزشی سپس کنترل کننده به کمک روش خطی سازی بازخوردی نیز طراحی شده است.

3-1- کنترل کننده مود لغزشی

قبل از این که به طراحی کنترل کننده مدنظر پرداخته شود، فرضیاتی برای سیستم غیرخطی استاندارد (22) در نظر گرفته می‌شود.

$$\begin{aligned} |a(x) - \tilde{a}(x)| &= \Delta a(x) \leq E(x) \\ d &\leq D \end{aligned} \quad (23)$$

باید به این نکته اشاره کرد که دینامیک غیرخطی $a(x)$ در برگیرنده تغییرات سرعت و حجم روغن به دلیل تغییرات دما، تغییر تراکم پذیری سیال و نامعلوم بودن حجم کنترل کل به دلیل نشتی داخلی موجود در سیستم می‌باشد. از این رو تخمینی از $a(x)$ به صورت $\tilde{a}(x)$ با محدوده خطای $E(x)$ معرفی می‌شود. مقدار $E(x)$ ، با فرض این که میزان تغییرات در پارامترها بیشتر از 50٪ مقدار اسمی $a(x)$ نباشد، ایجاد شده است.

$$0 < |E(x)| \leq 0.5 \quad (24)$$

به همین صورت، ضریب کنترلی $b(x)$ نیز نامشخص است چون پارامترهایی مانند β_e ، C_d ، W و ρ در شرایط مختلف کاری دچار تغییر

همیشه در سیستم‌های هیدرولیکی وجود دارد. از این رو در این مقاله سعی شده تا یک مدل مناسب برای بیان رفتار اصطکاک موجود در سیستم ارائه شود.

اصطکاک انواع مختلفی دارد ولی در سیستم‌های هیدرولیکی اغلب به دو صورت اصطکاک خشک و اصطکاک ویسکوز رخ می‌دهد. اصطکاک خشک یا اصطکاک کلمب رفتاری غیرخطی دارد. هنگامی که سرعت جسم صفر باشد، مقدار آن برابر با نیروی وارد شده به جسم بوده تا زمانی که نیروی وارد شده به جسم برابر با اصطکاک ایستایی شود در این صورت جسم شروع به حرکت می‌کند. هنگامی که جسم در حال حرکت است، اصطکاک کلمب برابر با مقداری ثابت بوده که کوچکتر مساوی با اصطکاک ایستایی می‌باشد [19].

مدلی که به طور معمول برای اصطکاک ارائه می‌شود یک رابطه استاتیکی است که به طور کامل رفتارهای غیرخطی مانند لغزش ارتعاشی، جابه‌جایی پیش لغزش¹ و تاخیر اصطکاک² را نشان نمی‌دهد. برای این که تمامی خواص استاتیکی و دینامیکی اصطکاک در نظر گرفته شود از مدل لوگره³ استفاده می‌گردد [20]. نمودار اصطکاک - سرعت، که نشان‌دهنده مشخصات (یا خواص) اصطکاک در هر دو حالت استاتیکی و دینامیکی است، در "شکل 3" برای مدل سروو-هیدرولیک نمایش داده شده است. این مشخصات (یا خواص) در طول دو چرخه ارتعاشی تولید شده‌اند. رابطه بین سرعت و اصطکاک از طریق اثر هیسترسیس قابل شناسایی است [21].

از نظر ریاضی، مدل اصطکاک لوگره را می‌توان به صورت رابطه (16) نشان داد.

$$\begin{aligned} F_f &= c_0 z + c_1 \dot{z} + c_2 v_p \\ \dot{z} &= v_p - \frac{|v_p|}{f_s(v_p)} z \end{aligned} \quad (16)$$

که z بیان‌گر کرنش موجود در دو سطح، c_0 و c_1 به ترتیب سختی و میرایی و c_2 نیز نشان دهنده اصطکاک ویسکوز موجود در سیستم است. تابع $f_s(v_p)$ بیان‌کننده اثر استریبک⁴ یا نمودار حالت دائم⁵ اصطکاک - سرعت است.

$$f_s(v_p) = \frac{1}{c_0} (F_c + (F_v - F_c) \cdot e^{-(v_p/v_s)^2}) \quad (17)$$

F_c ، F_v و v_s به ترتیب، اصطکاک کلمب، اصطکاک ویسکوز و سرعت استریبک است. به این ترتیب، مدل کامل اصطکاک شامل چهار پارامتر

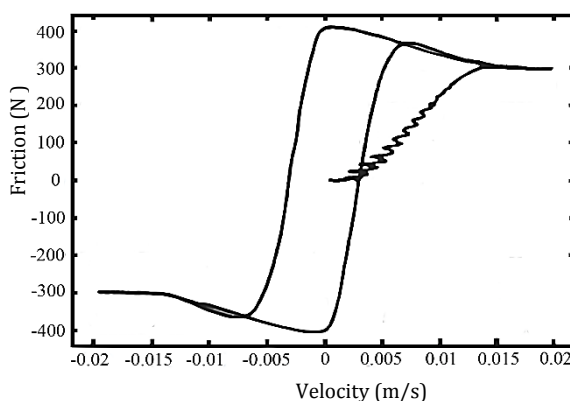


Fig. 3 Luger Friction-velocity curve [18]

شکل 3 نمودار اصطکاک - سرعت مدل لوگره

¹ pre-sliding displacement

² Friction lag

³ Luger

⁴ Stribeck effect

⁵ steady state

با جاگذاری روابط (32) و (33) در رابطه (30) قانون کنترل کلی به صورت رابطه (34) محاسبه می شود.

$$u = \bar{b}^{-1}(-\bar{a} - \bar{\gamma}) + (-\bar{b}^{-1}K \tanh(S/\phi)) \quad (34)$$

برای بررسی پایداری سیستم در حضور کنترل کننده مود لغزشی با انتخاب تابع لیاپانوف به صورت $V = 0.5S^2(e, t)$ ، شرط رسیدن به سطح لغزش به فرم (35) خواهد بود.

$$\dot{V} = 0.5 \frac{d}{dt} S^2(e, t) = S(e, t) \dot{S}(e, t) \leq -\eta |S(e, t)| \quad (35)$$

که در آن η یک ثابت اکیدا مثبت است. با جاگذاری S و \dot{S} از رابطه (27) و (29) در رابطه (35):

$$Q|S| \geq S[\bar{b}\bar{b}^{-1}a - \bar{a} + \bar{\gamma}(\bar{b}\bar{b}^{-1} - 1) + \bar{b}\bar{b}^{-1}D] + \eta\bar{b}\bar{b}^{-1}|S| \quad (36)$$

با ساده سازی رابطه (36) ضریب متغیر با زمان K به گونه ای انتخاب می شود که رابطه (37) برقرار باشد.

$$Q \geq \beta(E + \eta) + (\beta - 1)|\hat{a} + \hat{q}| + D \quad (37)$$

که در آن $|d_u| < D$ ، $|a - \bar{a}| \leq E$ ، $\bar{b}\bar{b} \geq \beta$ که β نیز به صورت (38) تعرف می شود.

$$\beta = \sqrt{\frac{b_{\max}}{b_{\min}}} \geq 1 \quad (38)$$

پارامترهای کنترل کننده مود لغزشی در جدول 2 آورده شده اند.

3-2- قانون کنترلی به روش خطی سازی بازخوردی

در این بخش با اعمال روش خطی سازی بازخوردی روی معادلات عملگر سروو-هیدرولیک، معادلات به حالت خطی درآمده و ورودی کنترلی محاسبه شده است که رابطه آن در معادله (39) نشان داده شده است.

$$u = \frac{1}{b} \{ \ddot{x}_d - K_1(\dot{x} - \dot{x}_d) - K_2(x - x_d) - K_3(x - x_d) - a \} \quad (39)$$

برای این که سیستم پایدار باشد ضرایب K_1 ، K_2 ، و K_3 باید مثبت در نظر گرفته شوند. با توجه به این که مدل دینامیکی استخراجی بیانگر مدل دقیق سیستم نمی باشد، از این رو سیستم دارای عدم قطعیت پارامتری است که این امر باعث کاهش حاشیه پایداری و حساسیت به اغتشاش خارجی در روش خطی سازی بازخوردی می شود.

3-3- تعیین ضرایب کنترل کننده ها

در این قسمت به نحوه تعیین ضرایب کنترل کننده های طراحی شده پرداخته می شود. بدین منظور یک تابع هزینه مطابق رابطه (40) پیشنهاد شده است.

$$\text{Obj} = \alpha(\text{ITAE}) + \beta(|\dot{u}|) \quad (40)$$

$$\text{ITAE} = \int |e(t)| dt$$

که $e(t)$ بیانگر خطا و $|\dot{u}|$ نرخ تعیین سیگنال کنترلی، α و β وزن های اعمالی می باشند. به منظور تاثیر برابر در بهینه سازی، مقدار هر کدام از وزن های فوق برابر یک در نظر گرفته شده اند. در ادامه به منظور تعیین ضرایب بهینه، تابع هزینه پیشنهادی با استفاده از الگوریتم جستجوی هارمونی [22] مینیمم شده و نتایج در جدول 1 نشان داده شده است.

4- نتایج شبیه سازی

در این قسمت به ارائه نتایج حاصل از شبیه سازی های صورت گرفته برای هر کدام از کنترل کننده های طراحی شده پرداخته می شود. نتایج ردیابی سیگنال مرجع با کنترل کننده های PID بهینه، خطی سازی بازخوردی و مود لغزشی

می شوند. بنابراین، عدم قطعیت ها به گونه ای محدود می شوند تا این اطمینان حاصل شود که ضریب کنترلی سبب شکست یا ناپایداری کنترل کننده نشود. برای این امر از نامساوی (25) استفاده می شود.

$$0 < b_{\min}(x) \leq b(x) \leq b_{\max}(x) \quad (25)$$

که $b_{\min}(x)$ و $b_{\max}(x)$ حد بالا و پایین $b(x)$ بوده که متغیر با زمان می باشند. عامل d در برگزیده مشتق اصطکاک و عدم قطعیت های مدل نشده سیستم است و D بیشترین مقدار آشوب می باشد. برای تخمین ضریب کنترلی از میانگین هندسی (26) استفاده می شود.

$$\bar{b}(x) = (b_{\min}(x)b_{\max}(x))^{1/2} \quad (26)$$

مسئله کنترلی این است که ورودی کنترلی u طوری تعیین شود که یک بردار متغیرهای حالت متغیر با زمان به صورت $X_d = [x_d, \dot{x}_d, \ddot{x}_d]$ در شرایط حضور عدم قطعیت تعقیب گردد. خطای تعقیب مسیر در متغیر حالت X به صورت $e = x - x_d$ در نظر گرفته می شود.

برای آن که متغیرهای حالت سیستم به طور همزمان مسیر مورد نظر را ردیابی کنند، سطح متغیر با زمان $S(X, t)$ را در فضای حالت $R^{(n)}$ ، به صورت رابطه (27) تعریف می شود که همان سطح لغزش یا تابع سوئیچینگ است.

$$S(X, t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda\right)^2 e = \lambda^2 e + 2\lambda \dot{e} + \ddot{e} \quad (27)$$

که λ یک مقدار ثابت و اکیدا مثبت است. پاسخ دینامیکی مورد نظر برای سیستم به صورت $S = 0$ داده می شود. اگر S به سمت صفر میل کند، دینامیک مورد نظر حاصل می شود و به تبع آن، خطای ردیابی نیز به سمت صفر همگرا می شود. با مشتق گیری از رابطه (27) معادله (28) حاصل خواهد شد.

$$\dot{S} = \lambda^2 \dot{e} + 2\lambda \ddot{e} + e^{(3)} \quad (28)$$

با جاگذاری معادله (22) در رابطه (28):

$$\dot{S} = \lambda^2 \dot{e} + 2\lambda \ddot{e} + \bar{a} + \bar{b}u - x_d^{(3)} \quad (29)$$

قانون کنترلی کلی مورد نظر به صورت (30) تعریف می شود.

$$u = u_e + u_s \quad (30)$$

که در آن u_e و u_s به ترتیب سیگنال کنترلی معادل¹ و سیگنال کنترلی سوئیچینگ است. سیگنال کنترلی معادل، با صفر قرار دادن مشتق سطح لغزش محاسبه می شود.

$$u_e = \bar{b}^{-1}(-\bar{a} - \bar{\gamma}) \quad (31)$$

$$\bar{\gamma} = \lambda^2 \dot{e} + 2\lambda \ddot{e} - x_d^{(3)}$$

سیگنال بعدی سیگنال سوئیچینگ است که با در نظر گرفتن عدم قطعیت های موجود در دینامیک a ، سعی می کند تا تمامی مسیرهای حرکت را به سمت سطح لغزش S سوق دهد و آن ها را روی سطح نگه دارد. کنترل سوئیچینگ این اطمینان را ایجاد می کند که سیستم با وجود اغتشاش و عدم قطعیت نیز به سطح لغزش می رسد. یک حالت متداول برای کنترل سوئیچینگ به صورت رابطه (32) است.

$$u_s = -\bar{b}^{-1}K \text{sgn}(S) \quad (32)$$

به منظور دستیابی به دقت مطلوب در کنترل موقعیت، نیاز به لایه مرزی کوچکتری می باشد از این رو، باید بین خطای موقعیت و کنترل چترینگ تعادل مناسبی ایجاد شود. این کار با تنظیم کردن ضخامت لایه مرزی به وسیله $\phi > 0$ انجام می پذیرد، در نتیجه معادله (32) به صورت (33) بازنویسی می شود.

$$u_s = -\bar{b}^{-1}K \tanh(S/\phi) \quad (33)$$

¹ Equivalent control

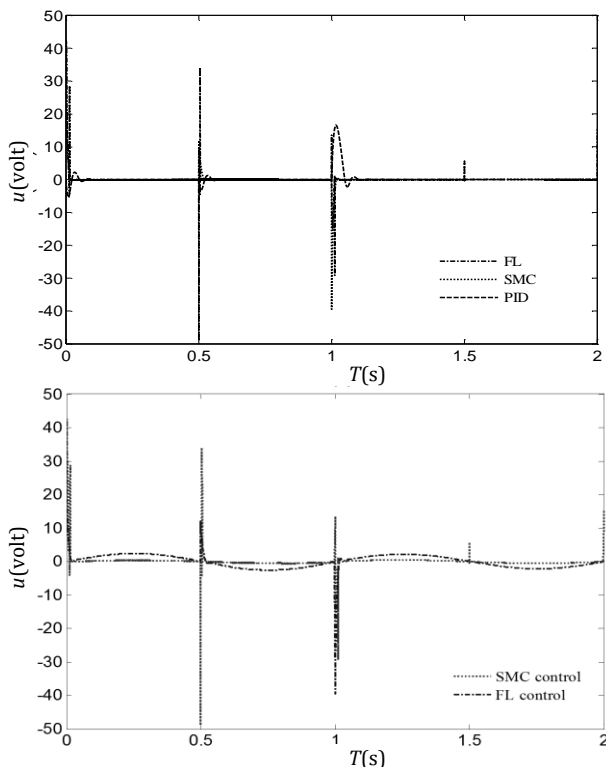


Fig. 6 Control signal of SMC, FL and PID

شکل 6 سیگنال کنترلی مربوط به کنترل کننده‌ها

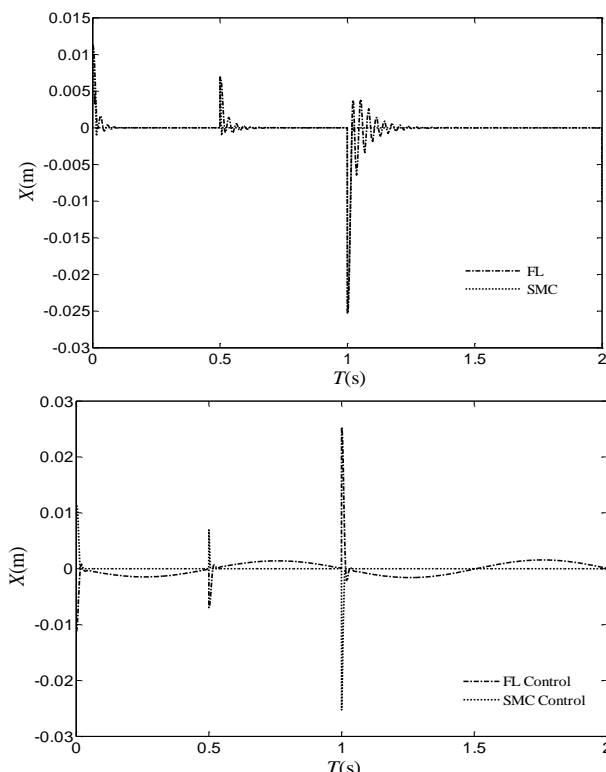


Fig. 7 Error signal of controller's

شکل 7 سیگنال خطای ردیابی کنترل کننده‌ها

زمان عملکرد خوبی دارد.

در ادامه به منظور نشان دادن بهتر عملکرد کنترل کننده‌های طراحی شده، یک وروری سینوسی در حضور نویز به سیستم اعمال و سپس ردیابی و

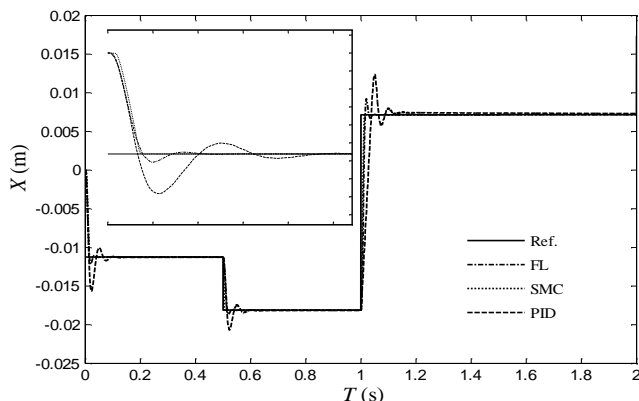


Fig. 4 tracking performance of Controller's

شکل 4 ردیابی سیگنال مرجع توسط کنترل کننده‌ها

در "شکل 4" نشان داده شده است.

همان‌طور که در "شکل 4" مشاهده می‌شود کنترل کننده مود لغزشی توانسته در مدت زمان کمتری به سیگنال مرجع همگرا می‌شود. به منظور نشان دادن میزان مقاوم بودن پاسخ هر کدام از کنترل کننده‌های طراحی شده، یک اغتشاش خارجی (به صورت $0.5 \sin \frac{\pi}{2} t$) و نویز نیز در نظر گرفته شده است که نتایج ردیابی آن در "شکل 5" نشان داده شده است.

سیگنال کنترلی مربوط به کنترل کننده‌های فوق در "شکل 6" نشان داده شده است. همان‌طور که دیده می‌شود میزان تلاش کنترلی کنترل کننده مود لغزشی نسبت به خطی سازی بازخوردی کمتر است. با توجه به این شکل دیده می‌شود که سیگنال کنترلی به محدوده اشباع خود نرسیده و همچنین هموار بودن خود را به نسبت حفظ کرده است. سیگنال خطای هر کدام از کنترل کننده‌ها در "شکل 7" نشان داده شده است.

در ادامه پاسخ کنترل کننده‌های طراحی شده تحت بارگذاری متغیر در "شکل 8" نشان داده شده است.

به منظور مقایسه و نمایش میزان عملکرد کنترل کننده‌های پیشنهادی، پاسخ‌های مربوطه با هم مقایسه شده است. همان‌طور که در "شکل 9" مشاهده می‌شود پاسخ کنترل کننده مود لغزشی به تغییر بار اعمالی نسبت به دو کنترل کننده خطی سازی بازخوردی و کلاسیک بهتر می‌باشد. همچنین سیگنال کنترلی و سیگنال خطا برای کنترل کننده‌های طراحی شده در حالت بار متغیر را می‌توان در "شکل‌های 10 و 11" مشاهده کرد. از آنجایی که کنترل مود لغزشی از جمله روش‌های مقاوم می‌باشد از این رو این کنترل کننده نسبت به تغییرات بار اعمالی و همچنین اغتشاش خارجی متغیر با

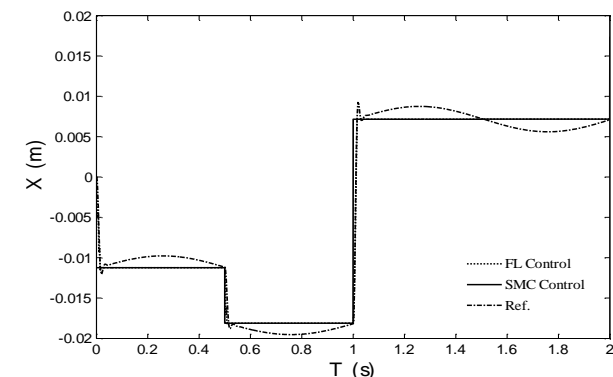


Fig. 5 tracking performance of Controller's in presence of noise and disturbance

شکل 5 پاسخ کنترل کننده‌ها در حضور نویز و اغتشاش خارجی

خطی سازی بازخوردی و مود لغزشی، کنترل کننده‌هایی برای کنترل موقعیت عملگر هیدرولیکی در شرایط بارگذاری متغیر با دامنه تغییرات گسترده نیز طراحی شد. همان‌طور که انتظار می‌رفت و در نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌ها نشان داده شد، پاسخ کنترل کننده مود لغزشی در مقابل تغییرات بار اعمالی و اغتشاش خارجی متغیر با زمان، نسبت به پاسخ کنترل کننده‌های خطی سازی بازخوردی و PID کلاسیک بهینه نیز از عملکرد بهتری برخوردار بود.

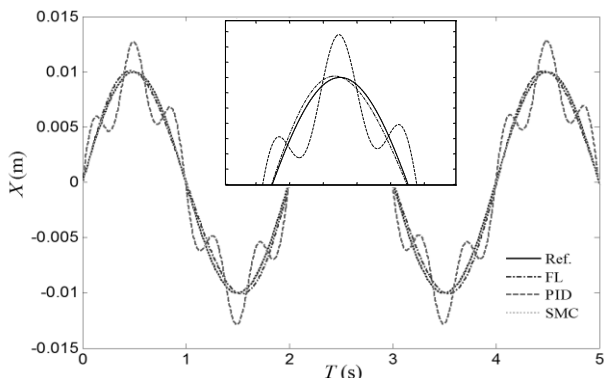


Fig. 11 tracking performance of FL and SMC with Variable load (mass)

شکل 11 ردیابی سیگنال مرجع با وجود بار متغیر توسط کنترل کننده‌های مود لغزشی و خطی ساز بازخوردی

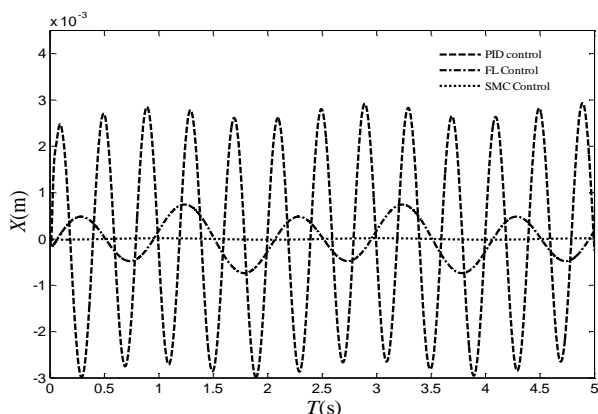


Fig. 12 Error signal in presence of noise

شکل 12 سیگنال خطا در حضور نویز

Table 1 Parameters of the servo Hydraulic system

جدول 1 پارامترهای سیستم سروو هیدرولیک

پارامترهای سیلندر									
P_s	P_r	V_{01}	V_{02}	A_1	A_2	m	β_e	ρ	
(Pa)	(Pa)	(m ³)	(m ³)	(m ²)	(m ²)	(kg)	(Pa)	(kg/m ³)	
15×10^6	1×10^6	0.602×10^{-3}	0.496×10^{-3}	2.826×10^{-3}	2.12×10^{-3}	20	1×10^9	850	
پارامترهای شیر سروو									
C_d	w_1	w_2	k_a						
0.6	0.02	0.02	2.54×10^{-4}						
پارامترهای ناشی داخلی									
K_{f1}	K_{f2}	k_{L1}	k_{L2}						
1.42×10^{-5}	1.39×10^{-5}	0.31	0.27						
پارامترهای اصطکاک									
F_c	F_v	c_0	c_1	c_2	v_s				
310	420	14×10^{-3}	490	110	0.02				

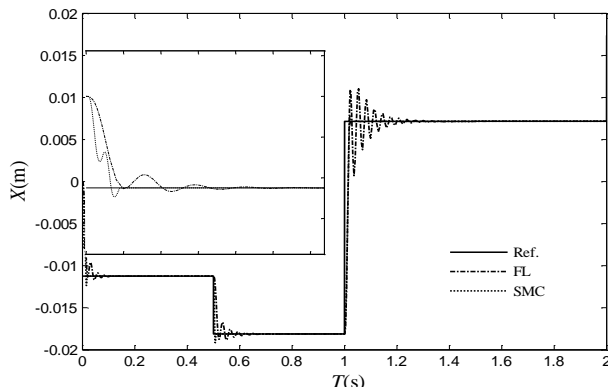


Fig. 8 tracking performance of FL and SMC with Variable load (mass)

شکل 8 ردیابی سیگنال مرجع با وجود بار متغیر توسط کنترل کننده‌های مود لغزشی و خطی ساز بازخوردی

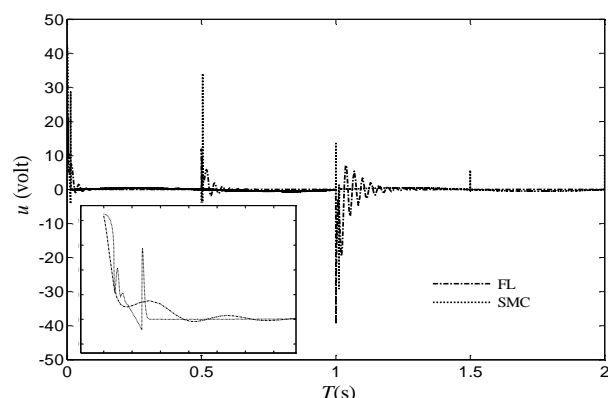


Fig. 9 Control signal in presence of variable load (mass)

شکل 9 سیگنال کنترلی در حضور بار متغیر

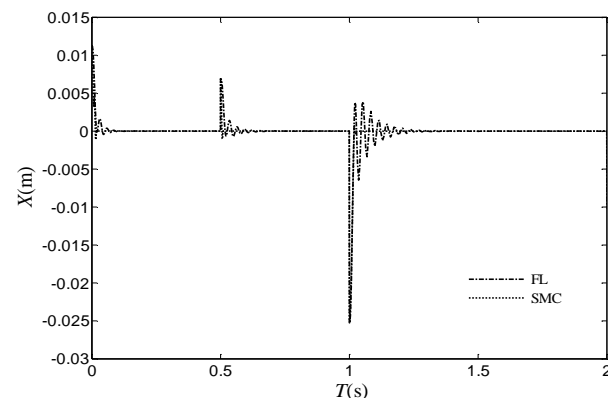


Fig. 10 Error signal in presence of variable load (mass)

شکل 10 سیگنال خطا در حضور بار متغیر

سیگنال خطای مربوطه در "شکل 11 و 12" نشان داده شده است. لازم به ذکر است به منظور جلوگیری از افزایش تعداد صفحات مقاله نتایج مربوط به بار متغیر ذکر نشده است.

5- نتیجه گیری

در این مقاله، به مدل سازی دینامیکی دقیق تر و طراحی کنترل کننده موقعیت برای سیستم غیرخطی عملگر سروو هیدرولیکی تحت بارگذاری متغیر پرداخته شد. در مدل سازی دینامیکی انجمی، دینامیک شیر، ناشی‌ها، مدل اصطکاک در نظر گرفته شد. بر مبنای مدل استخراجی، با استفاده از روش‌های

International Conference Power Electronic Drive System, Singapore, 1997.

- [11] W. Zeng, J. Hu, Application of intelligent PDF control algorithm to an electrohydraulic position servo system, *Advanced Intelligent Mechatronics, 1999 Proceeding, 1999 IEEE/ASME International Conference*, pp. 233-238, 1999.
- [12] R. Vijay, *Pitch Control of Horizontal Axis Wind Turbine*, pp. 19-25, Rourkela, 2011.
- [13] H. A. P. Hahn, K. D. Leimbach, Input/output linearization control of an electro servo-hydraulic actuator, *Proceedings of the 1994 Conference on Control Applications 1994 Aug*, pp. 995-1000, 1994.
- [14] D. M. G. K. A. M. Y. H. Wonohadidjojo, Position control of electro-hydraulic actuator system using fuzzy logic controller optimized by particle swarm optimization, *International Journal of Automation and Computing*, Vol. 10, No. 3, pp. 181-193, 2013.
- [15] L. J. S. A. M. K. Rakoto, Modelling hydraulic pitch actuator for wind turbine simulation under healthy and faulty conditions, *IFAC-PapersOnLine*, Vol. 48, No. 21, pp. 577-582, 2015.
- [16] A. Fink, T. Singh, Discrete sliding mode controller for pressure control with an electrohydraulic servovalve, *Proceedings of the 1998 IEEE International Conference*, Trieste, Italy, 1998.
- [17] H. M. Chen, J. C. Renn, J. P. Su, Sliding mode control with varying boundary layers for an electro-hydraulic position servo system, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 26, No. 01, pp. 117-123, 2005.
- [18] H. Olsson, K. Astrom, C. Cadunas De Wit, M. Gafvert, Lischinsky, Friction models and friction compensation, *European Journal of Control*, Vol. 4, No. 3, pp. 176-195, 1998.
- [19] C. Canudas De Wit, H. Olsson, K. Astrom, P. Lischinsky, A new model for control of systems with friction, *IEEE Trans*, Vol. 40, No. 3, pp. 419-425, 1995.
- [20] S. Wang, S. Habibi, R. Burton, E. Sampson, Sliding mode control for a model of an electrohydraulic system with discontinuous nonlinear friction, *American Control Conference*, IEEE, 2006.
- [21] W. Jerzy, S. Andrzej, W. Marian, K. Thomasz, Hysteretic effects, *Philosophical Transactions of the Royal Society of LondonA: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, Vol. 366, No. 1866, pp. 747-765, 2008.
- [22] M. Mazare, M. R. Najafi, Adaptive control of a 3-PUU parallel robot on optimized trajectory generated by harmony search algorithm, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 11, pp. 187-198, 2016. (In Persian فارسی)

Table 2 Parameters of the servo Hydraulic system controller

جدول 2 پارامترهای کنترل کننده سیستم سروو هیدرولیک

پارامترهای کنترل کننده مودلغزشی				
λ	η	b_{max}	b_{min}	ϕ
401.5247	627.3589	$1.25 \times b$	$0.75 \times b$	400
ضرایب کنترل کننده خطی سازی بازخوردی				
K_1	K_2	K_3		
10.3285	31.7412	17.8541		
ضرایب PID بهینه				
K_p	K_d	K_i		
1.9218	1.6273	0.064		

6- مراجع

- [1] H. E. Merrit, *Hydraulic Control Systems*, pp. 116-124, New York: John Wiley & Sons Inc., 1967.
- [2] J. Watton, *Fluid Power Systems*, pp. 215-220, New Jersey: Prentice Hall, 1989.
- [3] M. Jelali, H. Schwarz, Nonlinear identification of hydraulic servo - drive Systems, *IEEE Control Systems*, Vol. 15, No. 5, pp. 17-22, 2005.
- [4] J. F. Blackburn, G. Reethof, J. L. Shearer, *Fluid Power Control*, pp. 232-236, Massachusetts: the MIT press, 1960.
- [5] J. G. Ashby, M. J. Pinches, *Power Hydraulics*, pp. 113-120 Cambridge prentice hall, 1989.
- [6] N. Manring, *Hydraulic Control Systems*, pp. 80-86, New Jersey: Wiley, 2005.
- [7] S. J. Lin, A. Akers, Dynamic analysis of a flapper-nozzle valve, *Journal of Dynamic Systems, Measurement and control*, 113, No. 1, pp. 163-167, 1991.
- [8] A. Shukla, D. F. Thompson, Control of bifurcations in multidimensional parameter space for servo-hydraulic systems, *American Control Conference 2002 May 8, Proceeding of the 2002*, Vol. 6, IEEE, 2002.
- [9] A. Aly, PID Parameters Optimization Using Genetic Algorithm Technique for Electrohydraulic Servo Control System, *Intelligent Control and Automation*, No. 02, 2011.
- [10] T. J. Lim, Pole placement control of an electro-hydraulic servo motor, *2nd*