ماهنامه علمى پژوهشى





mme.modares.ac.ir

بهبود بازده انرژی سیستم های هیدرولیک دیجیتال برای مسالهی کنترل موقعیت با استفاده از شیر با سرعت سوئیچ بالا

احسن سعىدزاده1، سىد مهدى رضاعى2، عبدالرضا رحيمى3، محمد زارعىنژاد**

1 - دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران

2- استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران

3- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران

4- استادیار، پژوهشکده فناوریهای نو، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران

* تهران صندوق پستى 159163331، mzare@aut.ac.ir

چکیدہ	اطلاعات مقاله
عملگرهای هیدرولیکی به طور گستردهای در صنایع مختلف بهویژه در مواقعی که نیروهای اعمالی بسیار بزرگ هستند استفاده میشوند. اما، این سیستیمها در بسیاری از موارد بازده انرژی پایینی دارند. به این منظور حجم بالایی از مطالعات توسط پژوهشگران این حوزه برای بهبود بازده سیستیمهای الکتروهیدرولیک سروو صورت گرفته است. یکی از جدیدترین شیوههای پیشنهادی جهت افزایش راندمان عملگرهای هیدرولیکی	مقاله پژوهشی کامل دریافت: 16 آبان 1394 پذیرش: 12 بهمن 1394 ارائه در سایت: 11 اردیبهشت 1395
– استفاده از سیستمهای هیدرولیکی دیجیتال است. قیمت پایین و راندمان انرژی بهتر دو مزیت عمدهای هستند که موجب محبوبیت این سیستمها در میان پژوهشگران شده است. این مقاله امکان استفاده از یک شیر روشن/خاموش با سرعت سوئیچ بالا به شیوهای نوین به جای شیر در ماک پروست با افغانه ماند ما در است از یک شیر دوشن ما مرح و می از شرعت می از محمد می از محمد است.	کلید <i>واژگان:</i> سیستمهای هیدرولیک دیجیتال بانده انشم
هیدرولیخی سروو به منظور افزایش بارده را مورد بررسی قرار میدهد. در این روس دبی عبوری از سیر روسن/خاموس با نظیم مقدار مناسب برای زمان کاری PWM اعمالی به آن کنترل میشود. در اینجا دبی اضافی پمپ به جای عبور از شیر اطمینان مستقیما در زمان خاموش بودن شیر به تانک تخلیه شده و در نتیجه اتلاف انرژی ناشی از تخلیه سیال با فشار بالا از طریق شیر اطمینان به طور قابل توجهی کاهش می یابد. در	بارده الرزي سوئيچ سريع كنترل موقعيت
این مساله برای کنترل زمان کاری شیر ، یک کنترلر غیرخطی از روش پسگام طراحی شده است. کارایی این روش با آزمایش آن روی تجهیزات هیدرولیکی و ارائهی نتایج عملی صحهگذاری شده است.	

Energy-Efficient Position Tracking For Digital Hydraulic Systems Using Fast-Switching Valve

Ahsan Saeedzadeh¹, Seyed Mehdi Rezaei¹, Abdolreza Rahimi¹, Mohammad Zareinejad^{2*}

presenting the experimental results.

1- Mechanical Engineering Department, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran 2-New Technologies Research Center, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran

" Р.О.В.	1591055511,	Tenran,	iran,	mzare@a	ut.ac.n

ARTICLE INFORMATION Original Research Paper Received 07 November 2015 Accepted 01 February 2016 Available Online 20 April 2016

Keywords: Digital Hydraulics energy efficient fast-switching valve position control

ABSTRACT Hydraulic actuators are widely used where high-magnitude forces are exerted; however, they suffer from low energy-efficiency in many cases. To address this issue, there has been a surge in the volume of researches devoted to improving the efficiency of electro-hydraulic servo systems. Digital Hydraulics is the most recent method, proposed by many researchers to improve the efficiency of hydraulic actuators. Low cost and better energy efficiency are two major advantages of these systems that make them popular among researchers. This paper discusses the possibility of using a fast-switching on/off valve in a novel way, instead of servo valves to improve the efficiency of these systems. For this purpose the flow running through the fast-switching valve controlled, employing proper duty cycle. The excess pump flow is discharged to the tank directly instead of going through the relief valve when the valve is off. Thus the wasted energy, caused by the relief valve, is reduced significantly. A nonlinear backstepping controller is designed to control the duty cycle of the PWM signal of the on/off valve. Effectiveness of this method is tested after conducting experiments on a hydraulic test rig and

در صنایع مختلف و سیستمهای سیار به کار گرفته می شوند [1]. اگر چه عملگرهای هیدرولیکی به دلیل قابلیت کنترل موقعیت مناسب همواره مورد توجه بودهاند، راندمان انرژی آنها به نسبت پایین است. این موضوع باتوجه به

سیستمهای الکتروهیدرولیکی به دلیل ویژگیهایی چون نسبت نیرو به سایز بالا، انتقال قدرت آسان ، سرعت پاسخ مناسب و دقت زیاد به طور گستردهای

Please cite this article using:

Engineering, Vol. 16, No. 4, pp. 239-247, 2016 (in Persian)

1- مقدمه

کاربرد وسیع آنها در دستگاههای تولیدی [2]، ماشینهای خاکبرداری و كشاورزى [3]، صنايع شكل دهى[4]، صنايع هوافضا [5] و ... اهميت بهبود بازده انرژی در این سیستمها را دو چندان مینماید. مسالهی متداول مورد بررسی در سیستمهای الکتروهیدرولیک کنترل موقعیت و نیروی عملگرهای هيدروليكي است.

كنترل موقعيت عملگرهاي هيدروليكي معمولا توسط يک شير هیدرولیکی تناسبی یا سروو که فشار سیال عملگر هیدرولیکی را کنترل می کند صورت می پذیرد. در این سیستم ها عموما از یک پمپ دبی ثابت و یک شير اطمينان به منظور ايجاد يک منبع فشار ثابت استفاده مي شود و شير تناسبی ابا ایجاد اختناق در مسیر سیال فشار عملگر هیدرولیکی را کنترل مى كند. اين شيرها اگرچه قابليت كنترل پذيرى خوبى دارند اما مشكلات زیادی از جمله کاویتاسیون، نشتی زیاد، حساسیت به آلودگی و از همه مهمتر قیمت بالا و اتلاف توان زیاد را به همراه دارند [6]. تحقیقات زیادی برای بهبود کارایی این سیستمها انجام شده که از کنترلرهای مختلفی چون کنترلر مقاوم [7]، كنترلرهاى غيرخطى [8]، كنترلر تطبيقى [9]، كنترلر مد لغزشى [10] و ... برای رسیدن به این هدف استفاده شده است.

چالشهای ناشی از مصرف رو به رشد انرژی در جهان ، محدودیت منابع آن و هزینهی سرسام آوری که به اقتصاد جهانی تحمیل میکند و نیز مشکلات زیست محیطی ناشی از مصرف بی رویه ی منابع انرژی تجدید ناپذیر موجب شده است که توجه پژوهشگران به طراحی سیستمهای کم مصرف و افزایش بازده فرآیندهای موجود جلب شود. در همین راستا، استفادهی وسیع از سیستمهای سروهیدرولیک و بازده به نسبت پایین آنها موجب توجه بیشتر به طراحی سیستمهای سروهیدرولیک کم مصرف شده است. یکی از روشهای پیشنهادی، کنترل موقعیت عملگر به طور مستقیم با استفاده از یک پمپ دبی متغیر است [11]. با این که در این روش دبی عملگر هیدرولیکی مستقیما توسط پمپ تامین شده و بازده انرژی سیستم به مقدار قابل توجهی بهبود می یابد؛ سرعت پاسخ و دقت پایین، پهنای باند کم و قیمت بالای این سیستم سبب محدودیت در استفاده از آن شده است. به علاوه استفاده از این سیستم برای عملگرهای هیدرولیکی نامتقارن با مشکلاتی همراه است [11]. روش دیگر استفاده از شیرهای کارتریجی تناسبی مستقل از هم به جای شیر سروو تناسبی [12] میباشد. در این روش 5 شیر کارتریجی به گونهای در مدار قرار می گیرند که فشار محفظه مقاوم در برابر حرکت عملگر کاهش یافته و در نتیجه بازده انرژی افزایش یابد. در مقابل این روش نیازمند پیکربندی هیدرولیکی و کنترلر پیچیده ای است که موجب محدود شدن دامنه استفاده از آن می گردد. یکی از جدیدترین روشهای پیشنهادی استفاده از منبع فشار متغیر است [13]. در این شیوه فشار سیستم در مواقعی که نیاز نیست پایین آورده شده و در نتیجه راندمان انرژی بهبود مییابد.

اخیرا سیستمهای هیدرولیک دیجیتا ل² به وسیلهی جمعی از پژوهشگران به عنوان یکی از تکنولوژیهای برتر در حوزهی سیستمهای الکتروهیدرولیکی معرفی شدهاند. برای نمونه، در مرجع [6] که یکی از مراجع پر استناد در این مبحث می باشد، اهمیت سیستمهای هیدرولیک دیجیتال به همراه مروری بر پیشینهی تحقیقات انجام شده در بخشهای مختلف آن ارائه شده است. همچنین مزایای این سیستمها در هر کدام از این کاربردها مورد بحث قرار گرفته است. در سال 2014 پان و همکاران [14]، خاصیت القا کنندگی در سیال هنگام استفاده از شیرهای روشن/خاموش با فرکانس سوئیچ

بالا و تاثیر آن بر کاهش اتلاف انرژی در شیر را به صورت تئوریک و عملی مورد بررسی قرار دادهاند. در این تحقیق همچنین تاثیر پارامترهای مختلف مانند فرکانس باز و بسته شدن شیر، ابعاد لولهی استفاده شده و زمان کاری شیر در هر دوره بر روی اتلاف انرژی و افت فشار در شیر و نوسانات فشار و دبی خروجی شیر مطالعه شدهاند. در سال 2015 آقای کگلر و همکاران مداری هیدرولیکی طراحی کردند که در آن موقعیت یک عملگر خطی توسط دو شیر روشن/خاموش³ سریع کنترل می شود [15]. مدار طراحی شده که ⁴HBC نامیده می شود از مدل الکتریکی آن ⁵EBC اقتباس شده است. کنترلر طراحی شده در این مقاله وابستگی زیادی به مدل داشته و برای ساده کردن تحليل معادلات غيرخطي حول نقطهي كاري خطىسازي شده و نامعينيها و دینامیک مدل نشده ی سیستم را نادیده گرفته است. این امر محدودیتهای زیادی را بر عملکرد کنترلر اعمال کرده است. کارهای انجام شده در این زمینه به چند گروه شامل شیرهای هیدرولیک دیجیتال، پمپهای هیدرولیک دیجیتال، عملگرهای هیدرولیک دیجیتال، مبدلهای هیدرولیک دیجیتال و DHPMS⁶ تقسیم بندی شده اند که معرفی کامل آن ها در [6] آورده شده است. در زمینهی شیرهای هیدرولیک دیجیتال استفاده از شیرهای خاموش/وشن با سرعت سوئیچ بالا اخیرا در چندین تحقیق مورد بررسی قرار گرفته است. از جملهی آنها میتوان به تحقیقات صورت گرفته برای بررسی میزان افت فشار و اتلاف انرژی در شیرهای روشن/خاموش با سرعت پاسخ بالا [14]، کنترل موقعیت عملگر هیدرولیکی با شیر روشن/خاموش چرخشی [16] و دستیابی به پمپ دبی متغیر با استفاده از یک شیر روشن/خاموش و پمپ دبی ثابت [17] اشاره کرد. نشتی پایین، عدم حساسیت به آلودگی، عدم کاویتاسیون قیمت پایین تر و اتلاف انرژی کمتر از جمله مزیت های این شیرها نسبت به شیرهای تناسبی سروو است.

در این مقاله امکان استفاده از یک شیر روشن/خاموش با سرعت سوئیچ بالا به شیوهای نوین به جای شیر هیدرولیکی سروو به منظور افزایش بازده مورد مطالعه قرار می گیرد. برای این منظور با سوئیچ کردن مداوم شیر بین منبع فشار بالا و تانک دبی ورودی به عملگر هیدرولیکی و درنتیجه موقعیت آن کنترل میشود. به این ترتیب علاوه بر تخلیه مستقیم دبی اضافی پمپ به تانک، از خاصیت مومنتوم سیال برای دریافت دبی از فشاری پایینتر به سیستم استفاده شده و در نتیجه بازده سیستم بالا میرود. در ادامهی این مقاله ابتدا در بخش2 مدل دینامیکی سیستم آورده شده است. سپس یک كنترلر غيرخطى پسگام براى دنبال كردن موقعيت توسط عملگر هيدروليكى در بخش3 طراحی شده است؛ و سرانجام نیز در بخش4 عملکرد کنترلر با استفاده از تجهیزات آزمایشگاهی روی مدل واقعی صحه گذاری گشته است. در انتها جمعبندی این مقاله در قالب بخش نتیجه گیری آمده است.

2- مدل ديناميكي سيستم

مدار پیشنهاد شده در این مقاله شامل یک پمپ دبی ثابت، یک شیر اطمینان و یک شیر با سرعت سوئیچ بالا است. شماتیک مدار پیشنهاد شده در شکل 1 نشان داده شده است. همان گونه که در طرف راست شکل دیده می شود از یک یمپ و شیر اطمینان دیگر جهت اعمال نیروی خارجی به عملگر هیدرولیکی استفاده شده است. همچنین برای اندازه گیری موقعیت عملگر هیدرولیکی و فشارهای سیستم یک پتانسیومتر به عنوان حسگر⁷ موقعیت و

¹ Proportional Valve ² Digital hydraulics

On/Off valve ⁴ Hvdraulic Buck Converter

⁵ Electric Buck Converter

Digital Hydraulic Power Management System

⁷ Sensor

دو حسگر فشار به کار گرفته شدهاند.

یکی از مزایای مهم مدل پیشنهادی از منظر راندمان انرژی، دریافت دبی از فشاری پایین تر توسط سیستم، به دلیل مومنتوم سیال است. این امر موجب میشود استفاده از یک پمپ با ظرفیت پایین تر برای سیستم میسر شود و در نتیجه راندمان انرژی بهبود قابل توجهی پیدا کند. این پدیده که با عنوان القا کنندگی سیال شناخته میشود، زمانی اتفاق میافتد که شیر روشن/خاموش در موقعیت 2 (حالت خاموش) قرار دارد. در این حالت همانطور از معادلهی پیوستگی برمیآید سیال به حرکت خود از شیر به سمت کافی در این موقعیت برمیآید سیال به حرکت خود از شیر به محت کافی در این موقعیت بماند این کاهش دبی ادامه پیدا می کند تا این که جهت حرکت سیال عکس شود ولی از آنجایی که شیر خیلی سریع تغییر حالت میدهد سیال این فرصت را پیدا نمی کند. این رفتار مشابه عملکرد سلف در یک مدار الکتریکی است. معادل الکتریکی مدل پیشنهادی در شکل 2 آمده است.

در شکل *R* 2 مقاومت معادل شیر و لوله است و *I*، معادل القا کنندگی لوله میباشد. در ادامه مدل دینامیکی تجهیزات استفاده شده در سیستم آورده شده است.

1-2- افت فشار در شیر روشن /خاموش

سرعت سیال در سیستمهای هیدرولیکی معمولا به دلیل محدودیت دبی پمپ و تجهیزات استفاده شده در سیستم کم است و بنابراین میتوان با فرض آرام بودن رژیم جریان سیال افت فشار ناشی از شیر را به صورت رابطه (1)









Fig .2 Schematic diagram of the electrical equivalent of hydraulic setup شکل 2 نمای شماتیک معادل الکتریکی مدل پیشنهادی

محاسبه نمود [1]:

(2)

(3)

$$\Delta P_v = \frac{\rho}{2C_d^2 A_v^2} q^2 \tag{1}$$

که در آن ΔP_{ν} اختلاف فشار دو طرف شیر، ρ چگالی سیال، C_{d} ضریب تخلیه روزنهی¹ شیر و A_{ν} سطح مقطع ورودی شیر است، وقتی که شیر کاملا باز میباشد. مقدار ρ /2 $C_{d}^{2}A_{\nu}^{2}$ در اینجا با R_{ν} نشان داده میشود که معرف مقاومت شیر میباشد.

2-2- افت فشار و القا كنندگى² در لوله

با فرض آرام بودن رژیم جریان داخل لوله هیدرولیکی افت فشار آن از رابطهی (2) محاسبه می شود [1].

$$\Delta P_t = \frac{\mathbf{128}L\mu}{\pi D^4} q$$

در این معادله L طول لوله، μ ویسکوزیتهی سیال، D قطر لوله و q دبی عبوری از لوله میباشد. مقدار $\mathbf{128} L/\pi D^4$ در این معادله مقاومت لوله نامیده شده و μ ، نشان داده میشود.

افت فشار ناشی از القاکنندگی لوله را میتوان از معادله پیوستگی برای سیال به صورت رابطه (3) بدست آورد.

$$P = \frac{\rho L}{A} \frac{dq}{dt}$$

در رابطهی فوق A سطح مقطع لوله و p دبی ورودی به عملگر از طریق لوله میباشد. همان طور که مشاهده میشود این معادله نشان میدهد که بین فشار عملگر و دبی آن یک رابطهی خطی برقرار است. همان طور که در معادلات بالا نیز نشان داده شده است، با افزایش طول لوله (L) خاصیت القاکنندگی آن بیشتر میشود که تاثیر مثبتی در افزایش راندمان انرژی دارد. اما از طرف دیگر این مساله موجب افزایش افت فشار در لوله و نوسانات دبی میشود که زیاد مطلوب نیست. سطح مقطع لوله تاثیر عکس دارد؛ به این ترتیب که با کاهش سطح مقطع خاصیت القاکنندگی، افت فشار و نوسانات دبی افزایش پیدا میکند. به این منظور در پژوهشهای انجام شده در این زمینه از لوله نسبتا بلند (2 تا 4 متر) با قطر کوچک (قطر= 7 الی 10میلی متر) استفاده میشود 16,14].

2-3- مدل ديناميكي عملگر هيدروليكي

برای بدست آوردن مدل دینامیکی عملگر ابتدا لازم است رابطهی بین فشار عملگر با دبی عبوری از لوله محاسبه شود. این رابطه را میتوان براساس معادلات (1), (2) و (3) به صورت زیر نوشت.

$$P_d - P_i = R_t q + R_v q^2 + I \frac{dq}{dt}$$
(4)

که در آن P_d فشار محفظهی سمت راست عملگر هیدرولیکی، R_i مقاومت لوله هیدرولیکی، R_v مقاومت شیر روشن/خاموش، I القا کنندگی لوله و P_i فشار یورت فعال شیر روشن/خاموش است که از رابطهی (5) بدست می آید:

$$P_i = P_H$$
 for $0 \le t < \alpha T$ (5
 $P_i = P_T$ for $\alpha T \le t < T$ (5
 $P_i = P_T$ for $\alpha T \le t < T$ این رابطه α سیکل کاری و T دورهی سیگنال *PWM* اعمالی به شیر

است.

به منظور مدل کردن فشار عملگر، برای محفظهی سمت راست سیلندر یک حجم کنترل در نظر گرفته میشود. با در نظر گرفتن تراکمپذیری سیال تغییرات فشار را با توجه به قانون پیوستگی برای این حجم کنترل میتوان به شکل رابطه (6) محاسبه نمود:

DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.4.24.3

¹ Orifice ² Inertance

 $\dot{P}_{d} = \beta \frac{q - A_{1} \dot{x}_{cyl}}{V_{01} + A_{1} x_{cyl}}$ (6)

در این رابطه eta مدول بالک سیال، A_1 سطح مقطع طرف راست سیلندر، موقعیت سیلندر و V_{01} حجم اولیه محفظه سیلندر میباشد که در اینجا x_{cyl} وسط کورس سیلندر در نظر گرفته میشود.

دینامیک حرکت عملگر براساس قانون دوم نیوتن از رابطهی (7) حاصل میشود:

$$P_{d}A_{1} - P_{L}A_{2} = m\ddot{x}_{cyl} + c\dot{x}_{cyl} + kx_{cyl} + F$$
(7)

که در آن c, m و k به ترتیب جرم، ضریب میرایی و ضریب سختی معادل عملگر و F نیروی خارجی اعمالی به عملگر میباشد.

همان طور که در معادلات (4) و (5) نشان داده شده است مدل پیشنهادی برای این سیستم وابسته به زمان و شدیدا غیرخطی میباشد که تحلیل رفتار سیستم و طراحی کنترلر برای آن را با مشکل مواجه میکند. به این منظور اصلاحاتی روی مدل انجام میشود تا وابستگی مستقیم به زمان برای مدل برداشته شود. برای این کار دبی عبوری از شیر روشن/خاموش، به جای استفاده از معادلهی (4)، از رابطهی (8) تقریب زده میشود:

$$q = C_d A_v \alpha \sqrt{\frac{2}{\rho}} (P_H - P_d)$$
(8)

در این رابطه موقعیت معادل اسپول شیر با استفاده از سیکل کاری شیر روشن/خاموش به صورت خطی در نظر گرفته شده و دبی عبوری از آن براساس معادلهی حاکم بر افت فشار ناشی از عبور سیال از یک روزنه که در مرجع [1] با در نظر گرفتن معادله پیوستگی برای سیال بدست آمده است، محاسبه میشود. برای نمونه سیکل کاری صفر در معادلهی فوق نشان دهندهی بسته بودن کامل مسیر سیال از پمپ به عملگر است و به طور مشابه سیکل کاری 1 نشان دهندهی باز بودن کامل این مسیر است که معادلهی (4) نیز موید این موضوع است. برای صحتسنجی مدل اصلاح شده، متغیرهای است. به این منظور یک ورودی چیرپ¹ برای سیکل کاری، به شیر روشن/خاموش اعمال شده و موقعیت و سرعت عملگر و فشار سیستم برای فرکانس 10، 20 و 100 هرتز *PWM* ورودی به شیر در شکل 3-6 رسم شده

همان گونه که در شکل 3-6 نشان داده شده است دقت مدل پیشنهادی با افزایش فرکانس سوئیچ کردن شیر روشن/خاموش بهبود مییابد. همچنین مشاهده میشود که خطای مدل برای فرکانس بالای تغییرات سیکل کاری افزایش مییابد.

3- طراحی کنترلر

در این قسمت یک کنترلر غیرخطی پسگام برای کنترل موقعیت عملگر هیدرولیکی به کار بسته می شود. این روش به خاطر ساختار مدل دینامیکی سیستمهای هیدرولیکی و مقاوم بودن کنترلر در برابر عدم قطعیتهای پارامتری بسیار موثر بوده و به همین دلیل توسط تعداد کثیری از پژوهشگران برای کنترل نیرو و موقعیت عملگرهای هیدرولیکی استفاده شده است. برای این امر باید مدل سیستم به فرم (9) نوشته شود [18].

¹ chirp

كردن شير.

دیده می شود و دینامیک هر کدام از متغیرهای فضای حالت فقط به دینامیک متغیرهای فضای حالت فقط به دینامیک متغیرهای فضای حالت قبلی و یکی بعد از آن متغیر وابسته است. با فرض متغیرهای فضای حالت مدل پیشنهادی به صورت رابطه $u=\alpha$ معادله فضای حالت مدل پیشنهادی به صورت رابطه (10) بدست می آید.



Fig .3 Open-loop response of the primary and the modified model for 10 (Hz) switching frequency

شکل 3 پاسخ حلقهباز مدل اولیه و مدل اصلاح شده برای فرکانس 10 هرتز سوئیچ کردن شیر



شكل 4 پاسخ حلقهباز مدل اوليه و مدل اصلاح شده براى فركانس 20 هرتز سوئيچ

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-05-01

20 (Hz) switching frequency.

اینجا به آوردن آن بسنده میکنیم.

$$V_{c} = \frac{1}{2}x_{1}^{2} + \frac{1}{2}(x_{2} + K_{1}x_{1})^{2} + \frac{1}{2}(x_{3} - \frac{m}{A_{1}}((-1 + K_{1}^{2}\frac{k}{m} - \frac{K_{1}c}{m})x_{1} + (\frac{c}{m} - K_{1} - K_{2})(x_{2} + K_{1}x_{1}) - \frac{P_{L}A_{2} + F}{m}))^{2}$$
(11)

با انتخاب V_c به عنوان تابع کاندید لیاپانوف و با اعمال کردن شرط پایداری تابع لیاپانوف به صورت $\dot{V}_c < \mathbf{0}$ ورودی اعمالی برای سیستم به صورتی که در ادامه آمده است محاسبه می شود.

$$u = \left(-K_{3}(x_{3} - \varphi_{3}) - \frac{m}{A_{1}}\left(1 - K_{1}^{2}\frac{cK_{1}}{m} - \frac{k}{m}\right)x_{2} - \frac{m}{A_{1}}\left(K_{1} + K_{2} - \frac{c}{m}\right)(-x_{1} - K_{2}(x_{2} + K_{1}x_{1}) + \frac{A_{1}}{m}(x_{3} - \varphi_{3}) - A_{1}\left(\frac{x_{2} + K_{1}x_{1}}{m}\right)\right)\left(\frac{V_{01} + A_{1}x_{1}}{\beta c_{d}A_{v}\sqrt{\frac{2(F_{H} - x_{3})}{\rho}} - A_{1}x_{2}}\right)$$
(12)

$$\sum_{k = 1}^{m} \left(\left((x_{1} - x_{1})^{2} - x_{1}x_{2}\right) - A_{1}x_{2}\right) + \frac{C_{1}}{2} + \frac{C_{1}}{m}(x_{1} - x_{2}) + \frac{C_{1}}{m}(x_{1} - x$$

$$\varphi_3 = \frac{m}{A_1} \left(\left(\left(-\mathbf{1} + K_1^2 \frac{\kappa}{m} - \frac{K_1 c}{m} \right) x_1 + \left(\frac{c}{m} - K_1 - K_2 \right) \mathbf{x}_2 + K_1 x_1 \right) - \frac{P_L A_2 + F}{m} \right) \right)$$
(13)

همچنین مقادیر K_1 , K_2 و K_1 اعداد ثابتی هستند که سرعت همگرایی سیستم را کنترل میکنند. انتخاب مقادیر بهینه برای این ثابتها که به پارامترهای سیستم بستگی دارد را میتوان با سعی و خطا یا روشهای تحلیلی بهینه سازی بدست آورد. فرآیند طراحی کنترلر پسگام در مرجع [18] با جزئیات بیشتر آمده است.

شکل شماتیک سیستم حلقه بسته که در محیط شبیهسازی متلب استفاده شده در شکل 7 نمایش داده شده است.

4- بحث و بررسی نتایج آزمایشگاهی

در این بخش کارایی کنترلر پیشنهاد شده با سیستم واقعی در آزمایشگاه صحهگذاری شده است. سیستم آزمایشگاهی شامل یک عملگر هیدرولیکی، دو پمپ دبی ثابت و دو شیر اطمینان است. همچنین یک شیر سرو D761 سری ایزو² 10372 اندازه³ 04 محصول شرکت موگ به دلیل سرعت پاسخ بسیار بالای آن بهعنوان شیر روشن/خاموش با سرعت سوئیچ بالا استفاده شده است. همان طور که در دفترچهی راهنمای شرکت نیز نشان داده شده است این شیر توانایی پاسخ به ورودی تا فرکانس 100 هرتز بدون افت قابل توجهی در دامنه حرکت را دارد؛ بنابراین برای کارکرد در این شرایط مناسب میباشد. در شکل 8 عکسی از این سیستم آزمایشگاهی آورده شده است.



Fig. 7 Schematic block diagram of the close-loop system شکل 7 نمای شماتیک سیستم حلقه بسته



Fig. 5 Open-loop response of the primary and the modified model for 100 (Hz) switching frequency.

شكل 5 پاسخ حلقهباز مدل اوليه و مدل اصلاح شده براى فركانس 100 هرتز سوئيچ كردن شير.



شکل 6 ورودی زمان کاری سیستم

$$\dot{x}_{1} = x_{2}$$

$$\dot{x}_{2} = \frac{1}{m} (-cx_{2} - kx_{1} - F - P_{L}A_{2} + A_{1}x_{3})$$

$$\dot{x}_{3} = \beta \frac{C_{d}A_{v}u \sqrt{\frac{2(P_{H} - x_{3})}{\rho}} - A_{1}x_{2}}{V_{01} + A_{1}x_{1}}$$
(10)

همان گونه در معادله (10) نشان داده شده است معادلهی فضای حالت به فرم (9) است. بنابراین روش پسگام به منظور طراحی کنترلر برای این سیستم قابل اعمال است. برای این کار ابتدا باید یک تابع کاندید لیاپانوف¹ برای سیستم در نظر گرفته شود. فرآیند انتخاب تابع کاندید لیاپانوف در الگوریتم طراحی کنترلر پسگام در مرجع [18] آمده است به این دلیل ما در

² ISO ³ Size

¹ Lyapunov Candidate Function



Fig. 8 Experimental setup: 1&7 hydraulic pumps, 2 servo valve, 3 relief valve, 4 hydraulic actuator, 5 position sensor, 6 pressure sensors 6 maxing a maxin

موقعیت عملگر هیدرولیکی با یک پتانسیومتر خطی که به سیلندر هیدرولیکی متصل شده است اندازه گیری می شود. برای محاسبه ی فشارهای سیستم نیز از دو حسگر فشار که در شکل نشان داده شده استفاده شده است.

به منظور اتصال تجهیزات آزمایشگاهی به کامپیوتر از یک برد تبادل داده¹ مدل PCI-1720 استفاده شده است. یک راهانداز² مدل MD03 به منظور اتصال شیر روشن/خاموش به خروجی دیجیتال به آنالوگ برد تبادل داده به کار رفته است. حسگرهای استفاده شده در مدار نیز به خروجیهای آنالوگ به دیجیتال برد، وصل میشوند. کنترلر در محیط شبیهسازی متلب³ با گام زمانی 0.001 ثانیه اجرا شده و سیگنالهای کنترلی لازم را تولید میکند.

در ادامه پاسخ سیستم حلقه بسته برای سیگنال مرجع چند فرکانسی و مربعی نشان در شکل 9 و شکل 10 داده شده است. استفاده از فرکانسهای بالا برای روشن و خاموش کردن شیر موجب حرکت نرم عملگر هیدرولیکی میشود. به همین دلیل در اینجا از فرکانس 100 هرتز برای شیر استفاده میشود. همانطور که در شکل 11 و شکل 12 مشاهده میشود خطای دنبال کردن موقعیت در حد قابل قبولی باقی میماند. تلاش کنترلی و خطای دنبال

کردن موقعیت نیز در این شکلها آورده شده است. به منظور بررسی راندمان انرژی سیستم فشار سیستم نیز در شکل 13 و شکل 14 نشان داده شده است.

یکی از مهم ترین مزایای این مدل پیشنهادی بهبود راندمان انرژی سیستم است. بهبود راندمان در این سیستم ناشی از دلایل زیر است:



Fig. 9 Tracking performance of close-loop system for multi-frequency reference

شکل 9 عملکرد تعقیب موقعیت سیستم حلقهبسته برای سیگنال مرجع چند فرکانسی

¹ Data Acquisition

² Driver ³ Matlab Simulink



Fig. 13 System pressure (Ps) for multi-frequency reference شكل 13 تغييرات فشار سيستم براى سيگنال مرجع چند فركانسى



شکل 14 تغییرات فشار سیستم برای سیگنال مرجع مربعی

انرژی میشود که خود را با داغ شدن شیر و سیال نشان میدهد. در مقابل در شیرهای روشن خاموش به دلیل باز بودن مسیر سیال، افت فشار و در نتیجه اتلاف انرژی در شیر ناچیز است.

- دبی اضافی پمپ (وقتی که شیر خاموش است) مستقیما به تانک تخلیه میشود. در حالی که در سیستمهای رایج کنترل موقعیت، این دبی باید از طریق شیراطمینان تخلیه شود که معمولا فشار تنظیم شدهی آن مقدار بالایی است و موجب اتلاف قابل توجه انرژی میشود.
- در این سیستم، به دلیل مومنتوم سیال، امکان دریافت دبی از تانک وجود دارد. بنابراین میتوان از پمپ با دبی پایینتر نسبت به سیستمهای رایج برای کار مشابه استفاده کرد.

به منظور روشن شدن این موضوع توان مصرفی سیستم هیدرولیک دیجیتال پیشنهادی با مدل مرسوم EHSS که از شیر سروو برای کنترل موقعیت استفاده میشود، مقایسه شده است. با فرض این که در هر دو سیستم از یک پمپ دبی ثابت استفاده میشود، توان مصرفی را میتوان از رابطهی (14) محاسبه نمود.

 $Overal Power Consumption = Q_p \times P_s$ (14)

در این معادله Q_p دبی و P_s فشار خروجی پمپ است. فشار پمپ برای سیستم مرسوم EHSS برابر کمینه فشار قابل تنظیم برای شیر اطمینان است



Fig. 10 Tracking performance of close-loop system for square wave reference

شكل 10 عملكرد تعقيب موقعيت سيستم حلقهبسته براي سيگنال مرجع مربعي



Fig. 11 Position tracking error and valve duty cycle for multi-frequency reference

شکل 11 خطای تعقیب موقعیت و زمان کاری سیگنال اعمالی به شیر برای سیگنال مرجع چند فرکانسی



Fig. 12 Position tracking error and valve duty cycle for square wave reference $% \left({{{\mathbf{r}}_{\mathbf{r}}}_{\mathbf{r}}} \right)$

شکل 12 خطای تعقیب موقعیت و زمان کاری سیگنال اعمالی به شیر برای سیگنال مرجع مربعی

 در سیستمهایی که کنترل موقعیت با شیر تناسبی یا سروو انجام میشود، شیر با تنگ کردن مسیر حرکت سیال موجب افت فشار و کنترل فشار خروجی میشود. این افت فشار منجر به اتلاف

به طوری که سیستم بتواند در حضور نیروی خارجی سیگنال مرجع موقعیت را دنبال کند در نظر گرفته شده است. همان گونه که در شکل 15 و شکل 16 نمایش داده شده است بازده سیستم به مقدار قابل ملاحظهای بهبود یافته است. البته باید در نظر داشت که، همان طور که پیشتر گفته شد چون سیستم هیدرولیک دیجیتال پیشنهادی توانایی دریافت دبی از ورودی فشار پایین شیر را نیز دارد میتوان از پمپ با دبی کمتری نسبت به سیستم مرسوم برای آن استفاده نمود و در نتیجه بازده انرژی حتی بیشتر از آن چه در این شکلها نشان داده شده، خواهد شد.

تاثیر فرکانس باز و بسته شدن شیر بر روی کارایی سیستم نیز در اینجا مورد بررسی قرار گرفته است. برای این کار فرکانسهای 20 و 50 و 100 هرتز برای *PWM* اعمالی به شیر استفاده شده و پاسخ کنترل موقعیت هر کدام از آنها برای ورودی مرجع چند فرکانسی در شکل 17رسم شده است. همان طور که دیده میشود، دقت سیستم برای فرکانسهای بالاتر، بیشتر است. دلیل این امر کم شدن نوسانات دبی و فشار در فرکانسهای بالا است. علاوه بر سرعت پاسخ شیر، یکی دیگر از عوامل محدود کننده فرکانس طبیعی سیستم است. به این منظور باید فرکانس سوئیچ کردن شیر به گونهای انتخاب شود که نزدیک فرکانس طبیعی سیستم نباشد؛ زیرا موجب آسیب رسیدن به تجهیزات و کاهش بازده سیستم میشود. تحلیل و بررسی نوسانات دبی و فشار در شیرهای روشن خاموش در مرجع [14] آمده است.

5- نتیجه گیری

در این مقاله یک سیستم هیدرولیک دیجیتال با هدف افزایش راندمان انرژی سیستمهای هیدرولیکی در مسالهی کنترل موقعیت پیشنهاد شده است. به این منظور به جای استفاده از شیر تناسبی سروو؛ یک شیر روشن/خاموش با سرعت سوئیچ بالا برای کنترل موقعیت عملگر هیدرولیکی به کار گرفته شده و در نتیجهی اتلاف انرژی ناشی از ایجاد اختناق توسط شیر تناسبی و تخلیهی دبی اضافی به تانک از طریق شیر اطمینان، که در روشهای مرسوم از عوامل اصلی بازده پایین سیستمهای هیدرولیکی میباشد، برطرف شده است. یک کنترلر غیرخطی از روش پسگام به منظور کنترل موقعیت عملگر هیدرولیکی طراحی گردیده و با آزمایش کنترلر روی مدل واقعی کارایی مدل پیشنهاد شده صحهگذاری شده است. نتایج آزمایش بیانگر بهبود قابل توجهی راندمان



Fig. 15 Overall Power Consumption in traditional EHS (dash) and proposed system (solid) for multi-frequency reference

شکل 15 توان مصرفی در سیستم مرسوم EHSS (خط چین) و سیستم پیشنهاد شده (خط پر) برای سیگنال مرجع چند فرکانسی



Fig. 16 Overall Power Consumption in traditional EHS (dash) and proposed system (solid) for multi-frequency reference شکل 16 توان مصرفی در سیستم مرسوم EHSS (خط چین) و سیستم پیشنهاد

شده **(خ**ط پر) برای سیگنال مرجع مربعی



Fig. 17 Tracking performance for different switching frequency: (a) 20 Hz, (b) 50 Hz and (c) 100 Hz

شکل 17 عملکرد تعقیب موقعیت برای فرکانس،های سوئیچ کردن مختلف: (a) 20 هرتز، (b) 50 هرتز و (c) 100 هرتز

انرژی در این روش می،اشد. در این آزمایش همچنین تأثیر فرکانس سوئیچ کردن شیر بر روی کارایی سیستم مورد بررسی قرار گرفته و مشاهدات نشان میدهد که افزایش فرکانس سوئیچ کردن شیر تاثیر بسزایی در بهبود عملکرد سیستم دارد. این موضوع نشان دهنده اهمیت طراحی شیرهای روشن/خاموش با سرعت پاسخ بالا است که اخیرا تلاشهای زیادی برای طراحی و ساخت نمونههای صنعتی از آنها شده به ویژه با توجه به این که هزینهی ساخت آن کمتر از شیرهای سروو برآورد شده است [19,15,14,6].

6- مراجع

- H. E. Merritt, Hydraulic control systems: John Wiley & Sons New York, pp. 10-62, 1967.
- Y. Koren, *Computer control of manufacturing systems*: McGraw-Hill New York. ,pp. 87-96, 1983.
 T. H. Ho, K. K. Ahn, Design and control of a closed-loop hydraulic energy-
- regenerative system, Automation in Construction, Vol. 22, No. 2, pp. 444-458, 2012.
- [4] K. Osakada, K. Mori, T. Altan, P. Groche, Mechanical servo press technology for metal forming, *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, Vol. 60, No. 2, pp. 651-672, 2011.
- [5] Botten, S.L., Whitley, C.R. and King, A.D., 2000. Flight control actuation

DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.4.24.3

- [13] A. Tivay, M. Zareinejad, S. M. Rezaei, K. Baghestan, A switched energy saving position controller for variable-pressure electro-hydraulic servo systems, *ISA transactions*, Vol. 53, No. 4, pp. 1297-1306, 2014.
- [14] M. Pan, N. Johnston, A. Plummer, S. Kudzma, A. Hillis, Theoretical and experimental studies of a switched inertance hydraulic system, *Proceedings* of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, Vol. 228, No. 1, pp. 12-25, 2014.
- [15] H. Kogler, R. Scheidl, Linear motion control with a low-power hydraulic switching converter-Part I: Concept, test rig, simulations, *Journal of Systems* and Control Engineering, Vol. 44, No. 9, pp. 1-11, 2015.
- [16] H. Kogler, R. Scheidl, Linear motion control with a low-power hydraulic switching converter-Part II: Flatness-based control, *Journal of Systems and Control Engineering*, Vol. 44, No. 9, pp. 11-23, 2015.
- [17] H.-S. Jeong, H.-E. Kim, Experimental based analysis of the pressure control characteristics of an oil hydraulic three-way on/off solenoid valve controlled by PWM signal, *Journal of dynamic systems, measurement and control*, Vol. 124, No. 1, pp. 196-205, 2002.
- [18] H. K. Khalil, J. Grizzle, *Nonlinear systems*: Prentice hall New Jersey, pp. 589-604, 1996.
- [19] J. J. Wu, J. D. Van de Ven, Development of a High-Speed On-Off Valve for Switch-Mode Control of Hydraulic Circuits With Four-Quadrant Control, in *Proceeding of*, American Society of Mechanical Engineers, pp. 281-288, 2010.

technology for next-generation all-electric aircraft. Technology Transfer and Training, Vol. 23, No. 6, pp.55-68.

- [6] M. Linjama, Digital Fluid Power: State of the Art, Proceedings of The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, May 18-20, 2011.
- [7] V. Milić, Ž. Šitum, M. Essert, Robust H∞ position control synthesis of an electro-hydraulic servo system, *ISA transactions*, Vol. 49, No. 4, pp. 535-542, 2010.
- [8] M. R. Sirouspour, S. E. Salcudean, Nonlinear control of hydraulic robots, *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, Vol. 17, No. 2, pp. 173-182, 2001.
- [9] C. Guan, S. Pan, Adaptive sliding mode control of electro-hydraulic system with nonlinear unknown parameters, *Control Engineering Practice*, Vol. 16, No. 11, pp. 1275-1284, 2008.
- [10] Y. Lin, Y. Shi, R. Burton, Modeling and robust discrete-time sliding-mode control design for a fluid power electrohydraulic actuator (EHA) system, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 18, No. 1, pp. 1-10, 2013.
- [11] J. D. Zimmerman, Toward optimal multi-actuator displacement controlled mobile hydraulic systems, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Purdue University, Indiana, 2012.
- [12] S. Liu, B. Yao, Coordinate control of energy saving programmable valves, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 16, No. 1, pp. 34-45, 2008.