ماهنامه علمى پژوهشى



mme.modares.ac.ir

# كنترل سیستم سروونیوماتیک بر پایه رویت همزمان فشار دو طرف سیلندر توسط رویتگر بهره بالا

 $^4$ سپهر رمضانی $^1$ ، سید مهدی رضاعی  $^2$ ، محمد زارعی نژاد  $^{**}$ ، کیوان باغستان

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

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

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

4- دانشجوی دکترا، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران

\* تهران، صندوق پستىmzare@aut.ac.ir ،1591633331

چکیدہ	اطلاعات مقاله
در سیستمهای سروونیوماتیک عوامل غیر خطی مانند تراکم پذیری سیال، نشتی در سیلندر و اصطکاک موجب پیچیدگی مدل سیستم میشود. به دلایل فوق از کنترل کنندههای مدل مبنای مقاوم برای کنترل دقیق این سیستمها استفاده میشود. این دسته از کنترل کنندهها نیازمند اندازه گیری تاریلی مالمای سیستم هستند. در یک سیستم نیوماتیک موقعیت ، سرعت و فشار دو طرف	مقاله پژوهشی کامل دریافت: 16 بهمن 1392 پذیرش: 25 اسفند 1392 ارائه در سایت: 10 آذر 1393
سیلندر حالتهای سیستم میباشند. اندازه گیری فشار مسائلی چون هزینه سنسور و پایین بودن پاسخ فر کانسی را به همراه دارد. راه مناسب برای حل مشکلات اندازه گیری استفاده از رویتگر برای رویت فشار و سرعت میباشد. مسئله موجود در سیستم نیوماتیکی رویت ناپذیری آن است. در حقیقت فشار دو طرف سیلندر را نمیتوان فقط با اندازه گیری موقعیت، رویت کرد. برای حل این مشکل در این مقاله، عملگر نیوماتیکی به دو سیستم مجزا افراز شده و هر سیستم به صورت مستقل رویت پذیر شده است. در این رویکرد	<i>کلید واژگان:</i> رویتگر فشار سروییوماتیک سرووییوماتیک
فشار مخزن مقابل در عملگر به عنوان اغتشاش فرض میشود. برای رویت فشار از رویتگر بهره بالا که نسبت به اغتشاش مقاوم می- باشد استفاده شده است. رویتگر طراحی شده تنها موقعیت را به عنوان ورودی دریافت میکند. در نهایت کنترل کننده مقاوم مود- لغزشی برای تعقیب موقعیت طراحی شده و کارایی کنترل کننده در حضور رویتگر  بر روی سیستم واقعی بررسی میشود.	شیر تناسبی کنترل کننده مود لغزشی

# Control of pneumatic servo system based on simultaneous pressure observing on both sides of the cylinder by high-gain observer

# Sepehr Ramezani<sup>1</sup>, Seyed Mehdi Rezaei<sup>1</sup>, Mohammad Zareinejad<sup>2</sup>, Keivan Baghestan<sup>1</sup>

1- Department of Mechanical Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran 2-New Technologies Research Center, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran \* P.O.B. 159163331 Tehran, Iran, mzare@aut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION	Abstract
Original Research Paper Received 05 February 2014 Accepted 16 March 2014 Available Online 22 November 2014	Nonlinear factors such as air compressibility, leakage and friction make the control of pneumatic systems complex. Model-based robust control strategies are appropriate candidates for pneumatic systems, however, in such controllers the measurement of state variables of the system are necessary. In a pneumatic system the state variables are position and velocity of the
<i>Keywords:</i> Pressure observer high-gain observer servo pneumatic proportional valve sliding mode control	actuator, and pressure in both sides of the cylinder. Pressure measurement is usually obtained by means of costly and low response sensors. A better way to deal with the measurement problem is to use observers to reconstruct the missing velocity and pressure signals. However, the problem in a pneumatic system is that the system is not observable and pressure signals could not be observed by means of position signals only. To deal with this problem, in this paper, the pneumatic actuator is modeled as two separate chambers and the resulting subsystems are observable independently. High gain observers are designed for the mentioned subsystems and for each chamber the pressure of the other chamber is considered as a disturbance. The input signal for each observer is the actuator position signal only. Finally, a sliding-mode control strategy is designed for position tracking and experimental results verify that both controller and observer objectives are satisfied.
	· NI

نيوماتيكي، نسبت نيرو به وزن بالا، نسبت نيرو به حجم بالا، تميزى المانهاى

نیوماتیکی به علت کار با هوا، ارزان بودن المانها و سیال مورد استفاده برای تغذیه را میتوان نام برد.

مزایای فراوان سیستمهای نیوماتیکی موجب شده تا جایگاه ویژهای در صنعت اتوماسیون و پزشکی پیدا کنند. از جمله این مزایا سرعت بالای عملگرهای

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید: S. Ramezani, S. M. Rezaei, M. Zareinejad, K. Baghestan, Control of pneumatic servo system based on simultaneous pressure observing on both sides of the cylinder by high-gain observer, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 1, pp. 1-10, 2015 (In Persian)

Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-27

این ویژگیها سبب شده عملگرهای نیوماتیکی از یک طرف در ظریفترین دستگاهها مانند دست مصنوعی نیوماتیکی[1] یا ربات تزریق پروستات [2] و از طرف دیگر در ماشینآلات سنگین مانند سیستم تعلیق خودرو [3]، و چکشهای بادی یا ماشینهای تراش[4] استفاده شوند.

کنترل دقیق سیستمهای سروونیوماتیک به دلایلی از جمله غیر خطی بودن مدل شیر نیوماتیکی، متغیر بودن پارامترهای مدل سیلندر و یا فشار منبع نسبت به زمان، تراکم پذیری هوا، اصطکاک ناشی از نشتبندی سیلندر همواره مسئلهساز بوده است. اما به دلیل ارزان بودن و مزایای نام برده شده به تدریج صنعت اتوماسیون و رباتیک به سمت استفاده از عملگرهای نیوماتیکی به جای عملگرهای الکتریکی پیش رفتند. این امر موجب شد تا با تکیه بر الگوریتمهای پیشرفته و کنترل کنندههای غیر خطی مقاوم مشکلات کنترل این سیستمها را بر طرف کنند.

تاکنون فعالیتهای زیادی در زمینه کنترل سیستمهای سروونیوماتیکی انجام شده است که از آن جمله میتوان کنترل موقعیت توسط کنترل کننده تطبیقی به همراه خطی سازی سیستم حول نقطه کاری [5] ، کنترل موقعیت توسط کنترل کننده مود لغزشی که در آن اختلاف فشار به عنوان حالت سیستم معرفی شده[6]، طراحی کنترل کننده خطی برای تعقیب نیرو با استفاده از سیلندر بدون اصطکاک [7] را نام برد.

برای رسیدن به موقعیت دهی دقیق توسط کنترل کنندههای غیر خطی لازم است تمامی حالتهای سیستم اندازه گیری شوند. فشار هوای ورودی و خروجی به سیلندر از حالتهای سیستم میباشند، در تعدادی از کارهای پیشین اختلاف فشار و در موارد دیگر خود فشار به عنوان حالت سیستم در کنترل کننده استفاده شده است. برای اندازه گیری فشار از سنسورهای فشار استفاده می شود. اما به دلایل بالا بودن هزینه سنسورها، پاسخ فرکانسی محدود و پیچید گی پیاده سازی، طراحی رویتگر برای رویت فشار و یا سرعت و نیرو مورد مطالعه قرار گرفت.

در دهههای گذشته تحقیقات متعددی در زمینه رویتپذیری [8]و طراحی رویتگر برای سیستمهای نیوماتیکی انجام گرفته است. از میان آنها می توان به چند مورد اشاره کرد. رویت اغتشاش و استفاده آن در کنترل کننده در سال 1996 توسط تاکایوا و نوریتسوگو [9]، طراحی رویتگر بهره بالا و مود لغزشی [10] برای رویت فشار توسط ورودی موقعیت و فشار در سال 2006. از جمله این فعالیتها است. مشکل اساسی موجود در سیستم های سروونیوماتیک آن است که به دلیل دینامیک خاص سیلندر، رویت هرزمان فشار هوای ورودی و خروجی به سیلندر امکانپذیر نیست. پاندیان و سیلندر و تخمین فشار در سمت دیگر آن ارائه داده است. اما در این روش مواملی چون نیروی خارجی و دقیق نبودن مدل اصطکاک میتواند خطای ماندگار ایجاد کند. وی تاکید می کند که این خطا دارای باند است و در کنترل کننده مقاوم آن را جبران می کند.

در این مقاله پیشنهاد می کنیم سیلندر نیوماتیکی به دو سیستم مستقل تقسیم شود و برای رویت فشار در هر سیستم از رویتگر بهره بالا استفاده شود. در این روش، فشار مخزن مقابل به عنوان اغتشاش فرض شده و در مدل رویتگر تنها معادلات یک طرف سیلندر استفاده شده است. برای مخزن سمت دیگر دقیقاً همین روش را پیاده کرده و فشار دو طرف مستقل از نیروی خارجی رویت میشود. همچنین برای جبران عدم قطعیت در مدلسازی المانهای سیستم، یک کنترل کننده مقاوم مود لغزشی طراحی کرده و

پایداری در حضور حالتهای رویت شده بررسی میشود.

در ادامه ابتدا در بخش دوم به مدلسازی سیستم سروونیوماتیک میپردازیم. در بخش سوم رویت پذیری و طراحی رویتگر بررسی شده است، در بخش چهارم کنترل کننده مقاوم مود لغزشی طراحی میشود و در بخش پنجم نتایج شبه سازی و پیاده سازی بر روی سیستم واقعی ارائه شده است.

#### 2- مدل رياضي سيستمهاي سروونيوماتيک

یک سیستم سرونیوماتیکی مطابق شکل 1 از یک شیر تناسبی و سیلندر دوطرفه تشکیل می شود. هوای فشرده از مخزن وارد شیر 5/3 تناسبی شده و به داخل مخزن های A و B هدایت می شود. بر اساس میزان گشودگی شیر جریان هوای گذرنده از شیر متغیر بوده و به دنبال آن فشار این دو مخزن تغییر خواهد کرد. این اختلاف فشار موجب اعمال شتاب به پیستون و جابهجا شدن آن می شود. به طور کلی مدلسازی این سیستم به دو بخش مدلسازی شیر و عملگر نیوماتیکی تقسیم می شود.

#### 2-1- مدل عملگر نيوماتيكي

(1)

عواملی چون عدم تقارن هندسی، بالا بودن تفاوت نیروی اصطکاک ایستایی و جنبشی و انتقال حرارت در سیلندر مسائل پیش رو در مدلسازی سیلندر نیوماتیکی میباشد. با استفاده از سیلندر دو طرفه مشکل عدم تقارن هندسی برطرف شده است اما مدلسازی سایر پارامترهای غیر خطی امری اجتناب ناپذیر است. مدلسازی عملگر نیوماتیکی شامل دو بخش مدل دینامیکی پیستون و دینامیک فشار در مخزن سیلندر می باشد. معادله دینامیک پیستون از رابطه (1) به دست میآید.

# $(M_{\rm L} + M_{\rm piston}) \ddot{x} = (P_{\rm a} - P_{\rm b}) A_{\rm p} + F_{\rm L} + F_{\rm f}$

در رابطه (1)  $M_L$  جرم بار خارجی ،  $M_{piston}$  جرم پیستون،  $F_f$  نیروی اصطکاک و  $F_L$  نیروی خارجی می باشد. در سمت راست معادله A سطح مقطع دو طرف پیستون،  $P_e$  و  $P_b$  فشارهای مخازن A وB می باشند.

نیروی اصطکاک را میتوان از مدلهای متفاوت مانند لوگره [12] استخراج کرد. در مدل لوگره نیروی اصطکاک ناشی از نشتبندی به صورت تابعی پیوسته ارائه شدهاست. اما معادلات پیچیده این مدل شناسایی پارامترهای آن را دشوار ساخته است. در این مقاله برای سادگی محاسبات، اصطکاک از مدل(2) محاسبه میشود. در این مدل، تنها نیروی اصطکاک کولمب و اصطکاک ویسکوز در نظر گرفته شده است. نیروی کولمب چه در حالت سکون و چه در حالت حرکت به صورت مقداری ثابت در جهت مخالف حرکت به جسم وارد میشود. نیروی اصطکاک ویسکوز به محض حرکت



شكل 1 شماتيك سيستم سروونيوماتيك

جسم به آن وارد شده و متناسب با سرعت پیستون افزایش مییابد. ترکیب این دو نیرو در رابطه (2) موجود است.

$$f_{\rm f} = B\dot{x} + \text{sgn}(\dot{x})F_{\rm c} \tag{2}$$

در معادله فوق B ضریب اصطکاک ویسکوز و  $F_c$  نیروی اصطکاک کولمب میباشد. رابطه دیفرانسیلی بین فشار و دبی جرمی ورودی در هر مخزن از سه معادله عمومی سیال تراکمپذیر تبعیت میکند. این معادلات عبارتند از: معادله حالت (قانون گاز کامل)، معادله پیوستگی و معادله انرژی. با در نظر گرفتن فرضیات زیر [13]

- گاز ورودی ایده آل در نظر گرفته می شود و از انرژی جنبشی آن صرف نظر شده است.
  - · دما و فشار به صورت همگن در هر دو مخزن می باشد.
    - فرآیند پلیتروپیک در نظر گرفته شده است.
    - از نشتی بین دو مخزن صرف نظر شده است.

معادله حاکم در مخزن سیلندر ازرابطه 3 بدست می آید.

$$\dot{P} = \frac{\mathbf{R}T}{V} \left( \alpha_{\rm in} \dot{m}_{\rm in} - \alpha_{\rm out} \dot{m}_{\rm out} \right) - \alpha \frac{P}{V} \dot{V}$$
(3)

مقدار هر کدام از پارامترهای  $\alpha_{in}, \alpha_{out}, \alpha$  عددی بین 1 تا k k ضریب حرارتی ویژه و معرف انتقال حرارت واقعی می باشد) است. در حالت شارژ  $\alpha_{in}$  نزدیک به k و  $\alpha_{out}$  نزدیک به 1 و  $\alpha$  مقدار 1/2 گزارش شده است [14]. R ثابت گاز ایده آل و T دمای گاز می باشد. V حجم مخزن و V تغییرات حجم نسبت به زمان و m دبی جرمی هوای ورودی است. در هنگام شارژ، معادلات فشار در مخزنهای A و B با فرض بدون نشتی و تساوی  $\alpha_{in}, \alpha_{out}, \alpha$ 

$$\dot{P}_{a} = \frac{\mathbf{R}T}{V_{a}} (\alpha \, \dot{m}_{a}) - \alpha \frac{P}{V_{a}} \dot{V}_{a}$$
$$\dot{P}_{b} = -\frac{\mathbf{R}T}{V_{b}} (\alpha \, \dot{m}_{b}) + \alpha \frac{P}{V_{b}} \dot{V}_{b}$$
(4)

در روابط فوق L طول سیلندر  $V_{\rm a} = A_{\rm a}x$  ,  $V_{\rm b} = A_{\rm b}(L-x)$  که در آن L طول سیلندر میباشد. همچنین در معادلات فوق m مثبت به معنای وارد شدن سیال و m منفی به معنی خارج شدن سیال از مخزن سیلندر میباشد.

# 2-2- مدل شير تناسبی

در سیستم های سروونیوماتیکی، مدل شیر تناسبی از اهمیت بالایی برخوردار است. این مدل باید به طور دقیق، دبی جرمی خروجی را مدل کند. به طور عمده مدلسازی شیر تناسبی شامل بخشهای زیر میباشد:

- **1)** ديناميک اسپول<sup>1</sup>
- 2) معادله سيال گذرنده از اريفيس
- 3) ناحیه مرده در سیلندر مرکز بسته
- 4) نشتی شیرهای مرکز بسته و مرکز بحرانی

شیر در نظر گرفته شده برای انجام تست یک شیر 5/3 مرکز بسته میباشد از نشتی شیر صرف نظر میکنیم. اما 3 مورد نخست به عنوان عوامل غیرخطی محسوب شده و باید در مدلسازی دیده شوند.برای مدلسازی دینامیک اسپول، سیستم مرتبه2 پیشنهاد میشود. در شکل 2 نیروهای وارد بر اسپول شیر قابل مشاهده است. معادله (5) مدل نهایی دینامیک اسپول است.

 $M_{s} \dot{x}_{v} + c \dot{x}_{v} + 2kx_{v} = F_{b} + F_{f}$ (5)  $c_{t} = c_{t} + c_{t} +$ 

1- spool

(6)



k سختی فنر،  $F_i$  نیروی اصطکاک کولمب و  $F_b$  نیروی ناشی از سیم پیچ است. همانطور که در شکل 2 نشان داده شده است اگر  $v_v$  منفی باشد پورت خروجی A به فشار مخزن ( $P_s$ ) و پورت B به اتمسفر متصل می شود. اگر این عدد مثبت باشد، پورت B به مخزن و درگاه A به اتمسفر راه پیدا می کند. در شیرهای تناسبی از نوع اسپولی برای بالا رفتن پاسخ سیستم از اورینگ برای نشت بندی استفاده نمی کنند، بلکه با بالا بردن دقت ابعادی اسپول و غلاف<sup>2</sup> به صورت تماس مستقیم این مشکل را حل می کنند. همچنین می توان با اعمال فرکانس دیتر<sup>5</sup>، به طور دائم اسپول را در وضعیت حرکت قرار داد، در این حالت از نیروی اصطکاک کولمب صرف نظر می شود. همچنین رابطه نیروی سیم پیچ ( $F_b$ ) و ولتاژ ورودی خطی فرض شده است. اما به دلیل بالا بودن پاسخ شیر نسبت به ورودی در فرکانس کاری این سیستم، میتوان از رابطه خطی میان ورودی و جابجایی اسپول بهره برد. این رابطه به صورت رابطه (6) است:

$$= K_{\rm u} U$$

در رابطه فوق  $K_u$  ضریب تبدیل جابهجایی به ولتاژ میباشد.

برای بدست آوردن معادلات سیال گذرنده از شیر تناسبی، آن را مانند یک اریفیس فرض می کنیم. سطح مقطع این اریفیس متناسب با جابهجایی اسپول افزایش مییابد. در لحظه ابتدایی که شیر باز است به علت اختلاف فشار زیاد بین فشار قبل (فشار بالادست<sup>4</sup>) و فشار بعد (فشار پایین دست<sup>5</sup>) شیر، سرعت سیال به سرعت صوت رسیده و پدیده خفگی رخ می دهد. در این شرایط معادلات حاکم بر سیال فقط از فشار بالادست تأثیر می گیرد. با گذشت زمان و بالا رفتن فشار پایین دست از فشار بحرانی معادلات سیال از قوانین اریفیس پیروی می کند. معادله پیشنهادی بصورت(7) و(8) است.[13]

 $x_{\rm v}$ 

Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-27

DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.1.46.2

<sup>2-</sup> Sleeve 3- Dither

<sup>4-</sup> Upstream pressure

<sup>5-</sup> Downstream pressure

# $\varphi = \begin{cases} C_{\rm f} C_{\rm 1} \frac{P_{\rm u}}{\sqrt{T}} , & \frac{P_{\rm d}}{P_{\rm u}} \le P_{\rm cr} \, \mathcal{I} \end{cases} \\ C_{\rm f} C_{\rm 2} \frac{P_{\rm u}}{\sqrt{T}} \left(\frac{P_{\rm d}}{P_{\rm u}}\right)^{\frac{1}{k}} , & \frac{P_{\rm d}}{P_{\rm u}} \ge P_{\rm cr} \, \mathcal{I} \end{cases} \qquad i = \mathbf{1}, \mathbf{2}, \mathbf{3}, \mathbf{4}$ $C_{\rm 1} = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{\mathbf{2}}{k+\mathbf{1}}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} , C_{\rm 2} = \sqrt{\frac{\mathbf{2}k}{R(k-\mathbf{1})}}$ $P_{\rm cr} = \left(\frac{\mathbf{2}}{k+\mathbf{1}}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ (8)

در این روابط m دبی جرمی گذرنده از اریفیس ،  $A_v$  سطح مقطع مؤثر اریفیس،  $C_f$  ضریب دشارژ ،  $P_u$  فشار بالا دست و  $P_d$  فشار پایین دست است. جریان هوا در حالت شارژ از مخزن به سمت سیلندر هدایت میشود. در این حالت فشار بالا دست  $P_s$  (فشار مخزن) و فشار پایین دست برابر با  $P_i$  (فشار مخزنA) است. در هنگام تخلیه جریان هوا از مخزن A به سمت اتمسفر هدایت میشود. در این حالت فشار بالا دست برابر  $P_a$  و فشار پایین دست برابر با فشار اتمسفر است.

ناحیه مرده ناحیهای است که علی رغم وجود سیگنال u سطح مقطع اریفیس تغییر نمی کند. این پدیده به علت همپوشانی اسپول شیر با غلاف شیر رخ می دهد. با توجه به شکل 2، مدل ناحیه مرده به فرم معادله (9) پیشنهاد می شود.

$$\begin{cases} A_{v} = \mathbf{0} & x_{v} < x_{s} \\ A_{v} = x_{v} \times w & x_{s} < x_{v} < x_{s} + L_{s} \\ A_{v} = L \times w & x_{s} + L_{s} < x_{v} \end{cases}$$
(9)

در رابطه (**9)** A<sub>v</sub> مساحت اریفیس، x<sub>v</sub> جابهجایی اسپول، و x<sub>s</sub> میزان همپوشانی اسپول و غلاف میباشد. این سه پارامتر در شکل 2 مشخص شده است.

# 3 - طراحي رويتگر بهره بالا:

در این بخش، ابتدا رویتپذیری سیستم های غیر خطی مرور شده سپس رویتپذیری سیستم سروونیوماتیک با در نظر گرفتن موقعیت به عنوان تنها حالت قابل اندازه گیری بررسی می شود.

با در نظر گرفتن سیستم غیر خطی زیر(رابطه(10)) [15]

$$\dot{x} = f(x) + g(x)u$$
  

$$\tilde{y} = h(x)$$
(10)

که در آن  $x \in \mathbf{X} \subset \mathcal{R}^n$  بردار حالت و  $u \in \mathbf{U} \subset \mathcal{R}^n \subset \mathcal{R}^n$  بردار ورودی و  $\widetilde{\mathcal{Y}} \in \mathcal{R}^p$  بردار حالت اندازه گیری شده می باشد. و

 $\tilde{y} = \mathbf{h}(x) = [\tilde{y}_1 \dots \tilde{y}_p]^T = [\mathbf{h}_1(x) \dots \mathbf{h}_p(x)]$ list minimum difference is a set of the set

ت**ئوری 1**: سیستم (10) برای تمامی x ∈ X و U ∈ U رویتپذیر است اگر P تا II صحیح پیدا شود که بتوان با آنها ماتریس تبدیل ¢ به شرط زیر ساخت

$$l_1 > l_2 > \dots > l_p, \sum_{i=1}^p l_i = n$$

نکته مهم آن است که *φ* باید یک ماتریس تبدیل باشد یعنی <sup>مِهْ</sup> باید رتبه کامل داشته باشد. درایههای این ماتریس شامل حالتهای قابل اندازهگیری سیستم است که رابطه آن در **(10)** آمده است.

$$\varphi = \left[ \tilde{y}_1 \ \dot{\tilde{y}}_1 \ \dots \ \tilde{y}_1^{(l_1-1)} \ \tilde{y}_p \ \dots \ \tilde{y}_p^{(l_1-1)} \right]^{\mathrm{T}}$$
(11)

# 3-1- بررسی رویت پذیری سیستم سروونیوماتیک :

با توجه به معادله (4) فشار در مخزن A، بر اساس  $m_a$  بوده و  $A_{v_a}$  سطح مقطع اریفیس ایجاد اریفیس میباشد. همچنین برای مخزن B نیز،  $A_{v_b}$  سطح مقطع اریفیس ایجاد کننده  $m_b$  میباشد. به عبارتی دیگر معادلات ذکر شده برای سیستمی با دو شیر مجزا معرفی شده است. با برقراری تساوی  $A_{v_b} = -A_{v_b}$  این دو شیر را به عنوان یک شیر S/2 معرفی میکنیم معادله فضای حالت سیستم با در نظر گرفتن مباحث فوق به صورت رابطه (12) است:

$$\begin{aligned} & [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4] = [x \ v \ P_a \ P_b] \\ & \dot{x}_1 = x_2 \\ & \dot{x}_2 = \frac{1}{M} ((x_3 - x_4)A - Bx_2 - \text{sign}(\dot{x}_1)F_f) \\ & \dot{x}_3 = \frac{k}{V_a(x_1)} (RT\dot{m}_a - x_3\dot{y}_a) \\ & \dot{x}_4 = \frac{k}{V_b(x_1)} (x_4\dot{v}_b + RT\dot{m}_b) \end{aligned}$$
(12)

برای بررسی رؤیت پذیری نیروی اصطکاک به عنوان اغتشاش در نظر  $\mathcal{R}_{c}$  نقره می شود. با توجه به معادله (7) چهار حالت برای  $m_{a}$  و  $m_{b}$  وجود دارد. دو حالت برای  $m_{a}$  (شرط خفگی برای اریفیس A) و دو حالت برای  $m_{b}$  (شرط خفگی برای اریفیس B). حالتهای ذکر شده باعث ایجاد چهار سیستم مجزا می شود اگر حتی یکی از آن ها رویت ناپذیر باشد، سیستم رویت ناپذیر خواهد شد. ماتریس  $\varphi$  مطابق قبل ساخته شده و جاکوبین آن مطابق رابطه (13) است:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial x} = \begin{bmatrix} \mathbf{1} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{1} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\frac{B}{M} & \frac{A_{a}}{M} & -\frac{A_{b}}{M} \\ L_{41} & L_{42} & L_{43} & L_{44} \end{bmatrix}$$
(13)

تمامی درایههای آخر این ماتریس تابعی از هر چهار حالت سیستم هستند. وو[8] اثبات میکند در شرایطی مانند 0 = x = x رتبه این ماتریس کامل نیست و میتوان گفت سیستم سروونیوماتیک با شرایط فوق رویتپذیر نیست اما در مرجع [10] اثبات می شود که با اندازه گیری یکی از فشارهای  $P_a$  یا  $P_a$  به همراه اندازه گیری x می توان سیستم را رویت کرد. پاندیان [11] از رویتگر مود لغزشی برای رویت  $P_a$  به شرط اندازه گیری x و v بهره برده است. همچنین بعد از رویت  $P_a$  و داشتن شتاب،  $P_d$  را محاسبه می کند.

در این مقاله هدف طراحی رویتگر مرتبه بالا برای هر دو فشار  $_{A}^{P} e_{d}^{P}$  می باید برای این منظور فرض می شود یک سیستم نیوماتیک با یک سیلندر و دو مخزن تبدیل به دو سیستم مستقل می شود، با توجه به شکل 3 سیستم 1 شامل مخزن A می باشد و ورودی آن  $\dot{m}_{a}$  است و در مدل سیستم 2 مخزن B و ورودی  $\dot{m}_{b}$  استفاده می شود. در سیستم 1 برای رویت  $P_{a}$  فقط از اندازه 2 میری x استفاده شده و  $_{d}P_{a}$  به عنوان اغتشاش در نظر گرفته می شود. در سیستم 2 برای رویت  $e_{a}$  بیز فقط x اندازه گیری شده و  $P_{a}$  به عنوان اغتشاش در نظر گرفته شده است. با این توضیحات مدل سیستم به فرم زیر تبدیل می شود.

با در نظر گرفتن **[(x<sub>1</sub> x<sub>2</sub> x<sub>3</sub>] = [x v P<sub>(a,b</sub>] مع**ادلات رویتگر برای هر دو سیستم عبارتند از رابطه(14) و(15) :

سيستم 1:

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

$$\dot{x}_{2} = \frac{1}{M} (x_{3}A - Bx_{2}) + F_{d}$$

$$\dot{x}_{3} = \frac{k}{V_{a}(x_{1})} (\mathbf{R}T\dot{m}_{a} - x_{3}\dot{V}_{a})$$
(14)

مهندسی مکانیک مدرس، فروردین 1394، دورہ 15، شمارہ 1

Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-27



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

$$\dot{x}_{2} = \frac{1}{M} (-x_{3}A - Bx_{2}) + F'_{d}$$

$$\dot{x}_{3} = \frac{k}{V_{b}(x_{1})} (x_{3}\dot{V}_{b} + RT\dot{m}_{b})$$
(15)

÷. – ...

طبق معادله (10) ، مقدار p را برابر 1 و مقدار 1 را برابر 3 قرار میدهیم. با توجه به این موضوع که تنها حالت اندازه گیری شده موقعیت میباشد،

ماتریس 
$$\varphi$$
 به شکل (16) ساخته می شود.  $ilde{y} = ilde{y}_1 = x$ 

$$\rho = \begin{bmatrix} x & \dot{x} & \ddot{x} \end{bmatrix}$$
(16)

همانطور که اشاره شد اگر جاکوبین ماتریس (16) رتبه کامل داشته باشد یک ماتریس تبدیل است. جاکوبین آن برابر رابطه(17) است.

$$\frac{\partial \varphi}{\partial x} = \begin{bmatrix} \mathbf{1} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{1} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\frac{B}{M} & \pm \frac{A}{M} \end{bmatrix}$$
(17)

مشاهده میشود که ماتریس فوق در تمامی حالات دارای رتبه کامل است. پس این سیستم رویتپذیر است.

#### 3 -2- طراحي رويتگر بهره بالا:

این رویتگر برای دامنه وسیعی از سیستم های غیر خطی کاربرد دارد و نحوه طراحی آن بر مبنای رویتپذیری سیستم غیر خطی می باشد. اگر سیستم را (10) رویتپذیر باشد، یک ماتریس *φ* وجود دارد که می تواند این سیستم را به سیستمی تبدیل کند که حالت های آن، حالت های قابل اندازه گیری سیستم قبل است. این سیستم جدید به فرم زیر است [16]:

$$\dot{\boldsymbol{\xi}} = A\boldsymbol{\xi} + \boldsymbol{\theta}(\boldsymbol{\xi}, \boldsymbol{u})$$
  
$$\tilde{\boldsymbol{y}} = C\boldsymbol{\xi}$$
 (18)

که در آن A **= diag[** $A_1$  ...  $A_2$  میباشد و A<sub>i</sub> (1 < *l* < *l*<sub>p</sub>) به صورت زیر تعریف میشود.

$$A_{i} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{1} & \mathbf{0} & \dots & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{1} & \ddots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} & \mathbf{1} \end{bmatrix}$$
$$C_{i} = I_{1 \times l_{i}} \quad C = \operatorname{diag}[C_{1} \cdots C_{p}]$$
$$\theta(\xi_{i} u) = \begin{bmatrix} \theta_{1}^{\mathrm{T}} \theta_{2}^{\mathrm{T}} \cdots \theta_{p}^{\mathrm{T}} \end{bmatrix} \theta_{i} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \mathbf{0} \dots h_{i}^{l-1} \end{bmatrix}$$

باید دقت داشت که θ تابعی است که نسبت به ξ به صورت جهانی لیپشیتز و نسبت به u اکیدا لیپشیتز می باشد.

تئوری 2: اگر X به گونهای باشد که ماتریس K - K هرویتز و ماتریس 2 : اگر  $T_i$  به گونهای باشد. و در آن [ $\Theta_i = \text{diag}[T_i^1 \ T_i^2 \ \dots T_i^{k_i}]$ آنگاه به  $\Theta_i = \text{diag}[\Theta_1^1 \ \dots \Theta_p^T]$ 

ازای آ
$$T_i$$
 مثبت کوچکتر از 1 سیستم زیر :  
 $\hat{\xi} = A\hat{\xi} + \theta(\hat{\xi}, u) + \Theta^{-1}K(\tilde{y} - h(\hat{x}))$ 
(19)

یک رویتگر مجانبی برای سیستم (18) می باشد. اگر با معکوس ماتریس تبدیل، سیستم به حالت سیستم اولیه باز گردد،رابطه(20) را خواهیم داشت.  $\hat{x} = \mathbf{f}(\hat{x}) + \mathbf{g}(\hat{x})u + \left[\frac{\partial\varphi}{\partial x}\right]^{-1} \Theta^{-1}K(\tilde{y} - \mathbf{h}(\hat{x}))$ (20) همانطور که اشاره شد کافی است ماتریس  $\varphi$  معکوس پذیر باشد و

ماتریس K به درستی انتخاب شود.

# 3-3- طراحي رويتگر بهره بالا براي سيستم سروونيوماتيک

در سیستم (14)  $F_a$  اغتشاش وارد به سیستم است. این اغتشاش شامل نیروی خارجی، نیروی سیستم مقابل( $P_aA$ ) به اضافه نیروی اصطکاک می باشد. رویتگر بهره بالا نسبت به اغتشاش مقاوم است، اما این اغتشاش باند دارد و هرچه این باند بیشتر شود به دنبال آن T کوچکتر شده و سرعت پردازش افزایش می یابد. در رویتگر بهره بالا هرچه T کوچکتر باشد خطای حالت گذرای آن بیشتر و حساسیت آن نسبت به نویز افزایش مییابد. از این رو ترجیح داده می شود به نحوی این اغتشاش محاسبه شود و باند آن به خطای حاصل از محاسبه اغتشاش کاهش یابد. برای محاسبه اغتشاش لازم است از معادله دینامیکی پیستون استفاده شود(باطه(21)).

$$\bar{P}_{b} = \frac{1}{A_{\star}} \left( P_{a}A - M\ddot{x} + F_{f} + F_{L} \right)$$
(21)

در این تحقیق با مشتق گیری بر روی مکان شتاب محاسبه شده است. با توجه به مدل(14) معادله رویتگر بهره بالا برای سیستم 1 به شکل رابطه(22) است.

$$\dot{\hat{x}} = \mathbf{f}(\hat{x}) + \mathbf{g}(\hat{x})u + \begin{bmatrix} \mathbf{1} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{1} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\frac{B}{A} & \frac{M}{A} \end{bmatrix} \Theta^{-1}K(x - \hat{x})$$
(22)  
$$[\hat{x}_1 \ \hat{x}_2 \ \hat{x}_3] = [x \ v \ P_a]:A$$
(22)

$$\hat{x}_{1} = \hat{x}_{2} + T^{-1}K_{1a}(x_{1} - \hat{x}_{1})$$

$$\hat{x}_{2} = \frac{1}{M}(-B.\hat{x}_{2} + \hat{x}_{3}.A) - \bar{P}_{b}A$$

$$+ T^{-2}K_{2a}(x_{1} - \hat{x}_{1})$$

$$\hat{x}_{3} = \frac{k}{V_{a}(\hat{x}_{1})}(RT\dot{m}_{a} - \hat{x}_{3}\dot{v}_{a}) - \frac{B}{A}T^{-3}K_{3a}$$

$$\times (x_{1} - \hat{x}_{1}) + \frac{M}{A}T^{-2}K_{2a}(x_{1} - \hat{x}_{1})$$
(23)

$$\hat{x}_{2} \ \hat{x}_{3}$$
 **] = [** $x \ v \ P_{b}$ ] :B برای مخزن

$$\hat{x}_{1} = \hat{x}_{2} + T^{-1}K_{1b}(x_{1} - \hat{x}_{1})$$

$$\hat{x}_{2} = \frac{1}{M}(-B.\,\hat{x}_{2} - \hat{x}_{3}.A) + \bar{P}_{a}A$$

$$+T^{-2}K_{2b}(x_{1} - \hat{x}_{1})$$

$$\hat{x}_{3} = \frac{k}{V_{b}(\hat{x}_{1})}(RT\dot{m}_{b} + \hat{x}_{3}\dot{V}_{b}) - \frac{B}{A}T^{-3}K_{3b}$$

$$\times (x_{1} - \hat{x}_{1}) - \frac{M}{A}T^{-2}K_{2b}(x_{1} - \hat{x}_{1})$$
(24)

پیشتر اشاره شد که برای محاسبه اغتشاش از مشتق گیری استفاده میشود. بدیهی است که با مشتق گیری تاثیر نویز افزایش خواهد یافت همچنین در صورت اعمال نیروی خارجی دامنه این اغتشاش افزایش خواهد یافت. ولی با کوچکتر کردن بهره *T<sub>i</sub>* ها می توان این اغتشاش را در دینامیک خطای رویتگر جبران کرد.

5

DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.1.46.2

## 4- طراحي كنترل كننده مود لغزشي

در این مقاله به دلیل وجود عوامل غیر خطی زیادی از جمله اصطکاک ، نشتی و عدم شناسایی دقیق پارامترها، از کنترل کننده مود لغزشی برای کنترل دقیق موقعیت استفاده شده است. با توجه به شکل 1 هدف تعقیب موقعیت نقطه انتهایی میله پیستون می باشد. با توجه به شکل 4 خروجی کنترل کننده  $v_{\nu}$  می باشد، در حالیکه ورودی شیر ولتاژ است. برای تبدیل  $v_{\nu}$  به u ابتدا از معادله ناحیه مرده (9) استفاده میشود. در این تبدیل سطح مقطع اریفیس به جابه جایی اسپول تبدیل میشود. با استفاده از تبدیل خطی که در بخش مدلسازی برای دینامیک اسپول حاصل شد (6)، جابه جایی اسپول به ورودی شیر تبدیل میشود.

#### 4-1- طراحی کنترلکننده

برای بدست آوردن قانون کنترلی، سطح لغزشی پایدار تعریف میشود. این سطح باید در زمان محدود به صفر برسد. با توجه به آنکه باید از خطای موقعیت 3 بار مشتق گرفت تا ورودی ظاهر شود، سطح لغزش به فرم زیر تعریف میشود:

$$\mathbf{x} = (\ddot{\mathbf{x}} - \ddot{\mathbf{x}}_{\mathrm{d}}) + 2\lambda \dot{e} + \lambda^2 e \tag{25}$$

یک ضریب مثبت میباشد. با جایگذاری معادله (12) در معادله (25) معادله (26) حاصل میشود.

$$s = \frac{\mathbf{1}}{M} ((x_3 - x_4)A_b - Bx_2 - \operatorname{sign}(\dot{x}_1)F_f) - \ddot{x} + 2\lambda \dot{e} + \lambda^2 e$$
(26)

برای بدست آوردن قانون کنترلی معادل، باید  $\mathbf{0} = \dot{s}$  باشد با اعمال این شرط  $A_{v_{eq}}$  به صورت (27) خواهد بود :

$$A_{v_{eq}} = \frac{f}{\left(\frac{P_{a}A^{2}}{V_{a}} + \frac{P_{b}A^{2}}{V_{b}}\right)\dot{x} + B\ddot{x} + M(x^{(3)}_{d} - 2\lambda\ddot{e} - \lambda^{2}\dot{e})}{\mathbf{R} \cdot T \cdot A\left(\frac{\psi(P_{ua}, P_{da})}{V_{a}} + \frac{\psi(P_{ub}, P_{db})}{V_{b}}\right)}$$
(27)

تابع \ ل مطابق رابطه (28) تعريف مي شود :

$$\begin{cases} \dot{m}_a = \psi_a A_v \\ \dot{m}_b = \psi_b A_v \end{cases}$$
(28)

این سیگنال کنترلی با داشتن اطلاعات سیستم پایداری ناحیهای را تضمین می کند. عبارت دیگری که برای مقاوم سازی کنترل کننده اضافه می شود کنترل کننده را به صورت مجانبی پایدار می کند. در نهایت سیگنال کنترلی مطابق رابطه (29) میباشد:

$$A_{\rm v} = \frac{\mathbf{f} - k \cdot \operatorname{sign}(s)}{\mathbf{k}} \tag{29}$$



4-2- اثبات پایداری

به دلیل غیرخطی بودن سیستم، نمیتوان از اصل جداسازی برای اثبات پایداری استفاده کرد. این بدان معناست که باید سیستم کنترلی به همراه رویتگر بررسی شود. تابع لیاپانوف برای این سیستم به صورت رابطه (30) پیشنهاد میشود.

$$V = \frac{1}{2}s^2 \tag{30}$$

تابع لیاپانوف پیشنهادی مثبت معین میباشد. اگر مشتق این تابع همیشه مستقل از زمان منفی باشد، پایداری کنترلکننده تضمین میشود مشتق تابع ایابانوف فوق بدای بابطه(31) است:

$$\dot{V}(x,\hat{x}) = s\dot{s}$$
 (31)

سیگنال کنترلی با حالتهای رویت شده و حالتهای اندازه گیری شده ساخته میشود. موقعیت و سرعت حالتهای معلوم و فشار دو مخزن حالتهای رویت شده در نظر گرفته شدهاند. با جایگزینی قانون کنترلی در مشتق s رابطه (32) استخراج میشود.

$$\dot{s}s = \left(\mathbf{f} + \mathbf{b}(x,t) \cdot \left(\frac{-\hat{\mathbf{f}}(x,\hat{x},t) - k \cdot \operatorname{sign}(s)}{\hat{\mathbf{b}}(x,\hat{x},t)}\right)\right) \mathbf{s}$$
(32)  

$$\mathbf{s} = \mathbf{b}\hat{\mathbf{b}}^{-1} \left(\frac{\mathbf{A}}{\mathbf{M}} \left(\frac{\hat{P}_{a}}{V_{a}}\dot{V}_{a} + \frac{\hat{P}_{b}}{V_{b}}\dot{V}_{b}\right)\right) - \frac{\mathbf{A}}{\mathbf{M}} \left(\frac{P_{a}}{V_{a}}\dot{V}_{a} + \frac{P_{b}}{V_{b}}\dot{V}_{b}\right)$$

$$= \mathbf{b} \left( \mathbf{M} \left( V_a^{\ v_a} + V_b^{\ v_b} \right) \right) = \mathbf{M} \left( V_a^{\ v_a} + V_b^{\ v_b} \right)$$

$$+ \mathbf{b} \hat{\mathbf{b}}^{-1} \ddot{\mathbf{x}}_d - \ddot{\mathbf{x}}_d - \mathbf{b} \hat{\mathbf{b}}^{-1} \left( -\frac{\mathbf{C}}{\mathbf{M}} + 2\lambda \right) \hat{\mathbf{x}} + \left( -\frac{\mathbf{C}}{\mathbf{M}} + 2\lambda \right) \ddot{\mathbf{x}}$$

$$+ \mathbf{b} \hat{\mathbf{b}}^{-1} \mathbf{2} \lambda \ddot{\mathbf{x}}_d - \mathbf{2} \lambda \ddot{\mathbf{x}}_d - \mathbf{b} \hat{\mathbf{b}}^{-1} \lambda^2 \dot{\mathbf{e}} + \lambda^2 \dot{\mathbf{e}}$$

$$- \mathbf{b} \hat{\mathbf{b}}^{-1} \cdot \mathbf{k} \cdot \mathbf{sign}(\mathbf{s})$$

$$(33)$$

با فرض آنکه ss باید از یک مقدار منفی کمتر باشد رابطه (34) پیشنهاد

$$s_{s} \leq -\eta |s|$$
 (34)

که در آن  $\eta$  یک مقدار مثبت می باشد. اگر  $\hat{x} + \hat{x}$  رابطه حالت واقعی با حالت تخمینی را بیان کند، و  $\hat{u} = -\hat{f}(x, \hat{x}, t)$  باشد، رابطه (33) به صورت (35) تبدیل میشود.

$$\begin{pmatrix} (\mathbf{1} - \mathbf{b}^{-1}\hat{\mathbf{b}})\hat{u} - \mathbf{b}^{-1}\hat{\mathbf{b}} \begin{pmatrix} \frac{A}{M} \begin{pmatrix} \frac{\tilde{P}_{a}}{V_{a}} \dot{V}_{a} + \frac{\tilde{P}_{b}}{V_{b}} \dot{V}_{b} \end{pmatrix} \\ + \left( -\frac{C}{M} + \mathbf{2}\lambda \right) \tilde{x} \end{pmatrix} - k \\ \cdot \operatorname{sign}(s) \end{pmatrix} s \leq \mathbf{b}^{-1}\hat{\mathbf{b}} \cdot \eta |s|$$
(35)

$$\begin{pmatrix} (\mathbf{1} - \mathbf{b}^{-1}\hat{\mathbf{b}})\hat{u} - \mathbf{b}^{-1}\hat{\mathbf{b}}\cdot\hat{\mathbf{f}} - k\cdot\operatorname{sign}(s) \end{pmatrix} s \\ \leq \mathbf{b}^{-1}\hat{\mathbf{b}}\cdot\eta |s|$$

$$(36)$$

$$|\hat{\mathbf{b}}| = \sqrt{\mathbf{b}_{\min}\mathbf{b}_{\max}} \to \beta^{-1} \le \frac{\hat{\mathbf{b}}}{\mathbf{b}} \le \beta$$
 (37)

(38)

که در آن  $\beta = \sqrt{\frac{b_{\max}}{b_{\min}}}$  میباشد و در نهایت اگر نامساوی (38) برقرار شود، مشتق تابع لیاپانوف منفی خواهد شد.

$$k \ge |\hat{u}|(\beta - 1) + \beta(|\tilde{f}| + \eta)$$

در فرآیند اثبات فوق، بدست آوردن باندهای ذکر شده الزامی است. ابتدا به بررسی باند b پرداخته می شود. با توجه به رابطه زیر بیشترین مقدار زمانی رخ خواهد داد که هر دو روزنه در حالت خفگی باشند. و این شرایط در

عمل زمانی رخ میدهد که در زمان t یکی از مخازن به فشار مخزن کمپرسور رسیده باشد و دیگری به فشار اتمسفر و در لحظه t+e شیر تغییر جهت داده و فشار مخازن بالعکس شود. در این حالت معادله هر دو از خفگی پیروی میکند و در بیشترین حالت خود میباشد.

اگر پیستون به دلیل اعمال نیروی خارجی از حرکت بایستد و فشار مخازن A و B به حالت پایدار خود برسد، مقدار b صفر می شود. این حالت با برخورد پیستون به انتها یا ابتدای کورس اتفاق می افتد و یا زمانی که نیروی خارجی آنقدر زیاد بوده که از نیروی ایجاد شده توسط فشار کمپرسور نیز بیشتر شود. اگر فشار مخزن کمپرسور به زیر حداقل فشار لازم برای راهاندازی سیلندر برسد، b نیز صفر می شود. با در نظر گرفتن مقدار فشار مخزن کمپرسور نزدیک 4 بار و محدود کردن مکان و نیروی خارجی هیچکدام از حالتهای بالا اتفاق نخواهد افتاد.

کمترین مقدار b زمانی رخ خواهد داد که هر دو اریفیس در حالت عادی (غیر خفگی) باشند.

برای بررسی **[۴]** معادله آن بازنویسی میشود.  

$$\tilde{\mathbf{f}} = \left(\frac{A}{M} \left(\frac{\tilde{P}_a}{V_a} \dot{V}_a + \frac{\tilde{P}_b}{V_b} \dot{V}_b\right) + \left(-\frac{C}{M} + 2\lambda\right)\right)$$

$$\cdot \left(\frac{\mathbf{1}}{M} \left(A(\tilde{P}_a - \tilde{P}_b) - F_f - F_l\right)\right)$$
پس از ساده سازی رابطه فوق، معادله (39) حاصل میشود:

$$\tilde{\mathbf{f}} = \frac{A}{M} \left( \frac{\tilde{P}_{a}}{A(x + x_{z})} (A\dot{x} - C + 2M\lambda) + \frac{\tilde{P}_{b}}{A(L - x + x_{z})} (-A\dot{x} + C - 2M\lambda) \right) + \frac{A}{M} (C - 2M\lambda) \cdot \left( \frac{F_{f} + F_{l}}{A} \right)$$
(39)

در عبارت فوق، نیروی اصطکاک و نیروی خارجی و  $\dot{x}$  دارای باند میباشند. طبق تئوری $\tilde{P}_{a}$  و $\tilde{P}_{d}$  دارای باند محدودی هستند و در زمان محدود به صفر میل میکنند. پس تمامی حالتهای موجود در این تابع دارای باند هستند. در نهایت باند **[آ**] به شکل زیر تعریف میشود.

$$|\tilde{\mathbf{f}}| < |\eta_1||\tilde{P}_a| + |\eta_2||\tilde{P}_b| + \frac{A}{M} (C - 2M\lambda) \cdot \left(\frac{|F_f| + |F_l|}{A}\right)$$
  
c, (1) the basis of the second second

با توجه به روابط فوق مشتق تابع لیاپانوف پیشنهادی با شرط رابطه(40) منفی خواهد شد.

$$k \ge |\hat{u}|(\beta - 1) + \beta(|\eta_1||\tilde{P}_a| + |\eta_2||\tilde{P}_b| + \frac{A}{M}(C - 2M\lambda) \cdot \left(\frac{|F_f| + |F_1|}{A}\right) + \eta)$$

$$(40)$$

5- نتایج شبیه سازی و پیاده سازی بر روی تجهیزات آزمایشگاهی در این بخش کارایی کنترلکننده و رویتگر طراحی شده، بر روی سیستم نیوماتیکی ارزیابی میشود. ابتدا سیستم در محیط سیمولینک متلب مدل شده سپس رویتگر و کنترل کننده در همان محیط تست و ارزیابی میشود. نتایج تست شبیه سازی در شکل 5 موجود است.

در شکل 5 سیستم توسط ورودی سینوسی به صورت حلقه باز مورد آزمایش قرار گرفته است و مشاهده می شود که در لحظات نخست خطای رویتگر بسیار زیاد بوده و این امر به دلیل وجود پدیده «قله» در دینامیک رویتگر بهره بالاست که با محدود کردن فشار رویت شده پایداری





**شکل 5** نمودار الف مقایسه فشار مخزن A و فشار رویت شده *P*a در شبیه سازی و نمودار (ب) مقایسه فشار مخزن B و رویت شده *P*۵ در شبیه سازی در زمان 10 نیروی خارجی 10 نیوتن به پیستون وارد شده است

کنترلکننده تضمین میشود. نیروی اعمالی در زمان t=10s نیرویی با مقدار ثابت و جهت مخالف حرکت پیستون میباشد.

در شکل 6 سیستم به صورت حلقه بسته با ورودی سینوسی در محیط شبیه سازی ارزیابی شده است. مشاهده میشود که تعقیب مطلوب صورت گرفته و خطای حالت پایدار سیستم کمتر از 3 درصد میباشد.

مدار نیوماتیکی آماده شده برای انجام تست آزمایشگاهی در شکل 7 نشان داده شده است. این مدار متشکل از یک سیلندر دو طرفه و شیر تناسبی 5/3 میباشد. دو سنسور فشار برای شناسایی سیستم و صحهگذاری رویتگر بر روی مسیر هوای مخزن A و B نصب شده است. موقعیت از طریق انکودر موجود بر روی سیلندر خوانده میشود.

سیلندر استفاده شده مدل دی-ان-سی-32 از شرکت فستو میباشد. برای شناسایی ضرایب اصطکاک پیستون به کمک اختلاف فشار خوانده شده توسط سنسورها، نیروی وارد به پیستون محاسبه شده و نمودار نیرو بر حسب سرعت ترسیم شد. در شناسایی این سیلندر با مدل اصطکاک (2) مشاهده شد که Fo مقدار ثابتی نیست و متناسب با مکان پیستون تغییر خواهند کرد. مقادیر ذکر شده پس از متوسط گیری درج شدهاند. تمامی پارامترهای



**شکل 6** تعقیب موقعیت انتهای پیستون، ورودی سینوسی با فرکانس 2 رادیان بر ثانیه در شبیه سازی



شکل 7 مدار نیوماتیکی تست آزمایشگاه 1-سنسور فشار 2- شیرتناسبی 3- سیلندر نیوماتیکی دو طرفه 4- انکودر

شناسایی شده در جدول 1 آورده شده است.

شیر تناسبی استفاده شده از شرکت فستو با مدل ام-پی-وای-ای 1/8 میباشد. دادهها توسط کارت داده ادونتک 1710 از واحد کنترل به عملگر و سنسورها اعمال میشود. در تمامی آزمایش ها زمان نمونه برداری 0/001 ثانیه میباشد.

مقایسه فشار واقعی سیستم و فشار رویت شده توسط سنسورها در شکل 8 و شکل 9 نشان داده شده است. در این آزمایش کنترلکننده از فشار رویتگر استفاده کرده و تنها موقعیت که توسط انکودر اندازه گیری شده به کنترلکننده وارد می شود.

در این آزمایش فرکانس ورودی مطلوب 1 رادیان بر ثانیه میباشد. اما با دقت در شکل 8 و شکل 9 میتوان دریافت که هر دو منحنی فشار حقیقی و فشار رویت شده نوسان زیادی دارند. این نوسان به دلیل سوئیچینگ کنترل کننده مود- لغزشی به وجود آمده است. هرچه اختلاف پارامتر های مدل و سیستم واقعی بیشتر باشد، کنترل کننده به میزان بیشتری نوسان میکند. در

تستهای شبیه سازی به دلیل شباهت زیاد مدل استفاده شده و معادلات به کار رفته در کنترل کننده سوئیچینگ بسیار ناچیز بوده، اما در واقعیت به دلیل وجود عدم قطعیت در پارامتر های مدل سوئیچینگ کنترل کننده بیشتر خواهد شد.

این تست نمونهای خوبی برای محک زدن پاسخ فرکانسی رویتگر میباشد. فرکانس این نوسان در بیشترین حالت تقریبا برابر50 هرتز میباشد.

<b>جموں ،</b> مقادیر پرامکرتھای استفادہ ساہ در ختیاں ختیاہ و روینگر	ر ا	و رویتگ	کننده	كنترل	شده در	استفاده	پارامترهای	1 مقادير	جدول
---	-----	---------	-------	-------	--------	---------	------------	----------	------

مقدار	پارامتر
0/5	جرم پیستون (kg)
0/32	طول سيلندر (m)
6/9 ×10 <sup>-4</sup>	سطح مقطع پیستون(m <sup>2</sup> )
0/3	ضریب دشارژ
12	نیروی اصطکاک کولمب (N)
60	ضریب اصطکاک ویسکوز (N·s·m <sup>-1</sup> )
0/003	پهنای گشودگی (mm)
287	ثابت گاز ایده آل (J· (kg·K)·1)
5	بهره كنترل كننده
9	ضريب سطح لغزش



شکل 8 مقایسه فشار واقعی و رویت شده مخزن A در تست آزمایشگاهی



شکل 9 مقایسه فشار واقعی و رویت شده مخزن B در تست آزمایشگاهی

0.4

در شکل 10 نمودار تعقیب سیستم بیان شده است. با وجود تمامی پارامترهای نامعلوم و خطای 15 درصدی در رویت فشار، بیشترین خطای تعقیب در حدود 5 درصد میباشد.

برای بررسی عملکرد کنترلر طراحی شده، آن را با کنترلکننده پی آی دی مقایسه میکنیم. مقایسه این دو کنترلکننده با ورودی هارمونیک در شکل 11 آورده شده است.

با انتخاب مناسب بهره کنترل کننده میتوان به پایداری مجانبی دست پیدا کرد هرچه این بهره بزرگتر باشد خطای تعقیب در حضور عدم قطعیت کاهش مییابد. البته با افزایش این بهره سوئیچینگ کنترل کننده افزایش مییابد. پاسخ فرکانسی شیر تناسبی استفاده شده در این تست 100 هرتز میباشد. و فرکانس چترینگ در حدود 50 هرتز است. در نتیجه چترینگ برای این سیستم مشکلی ایجاد نمیکند و میتوان بهره را تا مقدار مطلوب افزایش داد.

عملکرد کنترل کننده PID در زمان گذرای سیستم رفتار نوسانی از خود نشان میدهد، همچنین در نقاط ابتدا و انتهای کورس حرکت پیستون خطای کنترل کننده PID بیشتر میشود. در این نقاط پیستون از حرکت باز ایستاده و نیروی اصطکاک افزایش مییابد. جبران اصطکاک در کنترل کننده مود لغزشی سبب آن شده است تا عملکرد این کنترل کننده در نقاط مذکور مناسب باشد.

تفاوت عملکرد این دو کنترلکننده در صورت اعمال ورودی پله بیشتر خواهد شد. چراکه کنترلکننده باید موقعیت پیستون را در یک نقطه ثابت نگه دارد و به دلیل وجود پدیده مکث و لغزش به واسطه اصطکاک انجام این عمل در توان کنترلکنندههای خطی نیست.

نمودار شکل 12 مقایسه دو کنترلکننده مودلغزشی به همراه رویتگر و کنترلکننده PID با ورودی پله را نشان نشان میدهد. با توجه به شکل فوق مشاهده می شود که کنترل کننده PID حول موقعیت مطلوب نوسان می کند. این نوسان به طور دائم رخ داده و نشان میدهد که کنترل کننده PID توانایی موقعیت دهی دقیق را ندارد. در حالیکه کنترل کننده طراحی شده در این مقاله با خطای اندکی (0/5 درصد) موقعیت مطلوب را دنبال می کند. این امر به واسطه جبران اصطکاک در معادلات کنترل کننده می باشد.

# 6- نتیجهگیری



به دلیل دینامیک خاص عملگر نیوماتیکی رویت همزمان فشار دو طرف

شکل 10 تعقیب موقعیت توسط کنترل کننده در حضور رویتگر در سیستم واقعی



**شکل 1**2 مقایسه عملکرد کنترل کنندههای پی آی دی و مود لغزشی به همراه رویتگر با ورودی پله

سیلندر با اندازه گیری موقعیت امکان پذیر نیست. در این مقاله راهکاری برای رویت همزمان فشار در هر دو طرف عملگر نیوماتیکی در یک سیستم سروونیوماتیک ارائه شد. در رویکرد جدید سیلندر به دو سیستم مجزا افراز شد. رویتپذیری هر سیستم به صورت مجزا مورد بررسی قرار گرفت و در نهایت از رویتگر بهره بالا برای رویت فشار استفاده شد. در این الگوریتم تنها موقعیت پیستون اندازه گیری می شود. عملکرد این رویتگر به همراه کنترل کننده مقاوم مود لغزشی مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج تست آزمایشگاهی حاکی از آن است که علی رغم وجود عدم قطعیت تعقیب ایده آل موقعیت (خطای کمتر از 5 درصد) انجام شده است.

#### 7- فهرست علائم

 $C_{\rm f}$ 

Κ

سطح مقطع پیستون (m²)	A
ضریب اصطکاک ویسکوز (N·s·m-1)	В

- ضريب دشارژ
- (N) نیروی اصطکاک کولمب (N)
  - بهره كنترل كننده
- (m·V-1) ضريب تبديل نيرو (Ku
  - L طول سیلندر (m)
  - ل ضريب سطح لغزش
  - (kg) جرم پیستون (kg)

- [7] D. Ben-Dov, S. E. Salcudean, "A Force-Controlled Pneumatic Actuator", IEEE Trans. Rob.Autom., 11, Vol. 6, pp. 906-911, 1995.
- M. G. Wu, EricBarth, "On the observability of Pressure in a Pneumatic [8] Servo Actuator", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control,
- Vol. 126, pp. 921-924, 2004. T.Noritsugu, M. Takaiwa, "Motion control of parallel link manipulator [9] [7] FNOITESQU, W. Takawa, Workin Control of parallel link manufactorial using disturbance observer", in Proc. Japan/U.S. Symp. Flexible Automation, Boston, MA, pp. 173–180, 1996.
   [10] A. Girin, F. Plestan, X. Brun, A. Glumineau, M. Smaoui, "High gain and sliding mode observers for the control of an electropneumatic actuator",
- International Conference on Control Applications, pp. 3128-3123, 2006
- [11] S. R. Pandian, F. Takemura, Y. Hayakawa, S. Kawamura, "Pressure Observer-Controller Design for Pneumatic Cylinder Actuators", IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS, Vol. 7, 2002.
- [12] H. Ansari;, A. H. D. Markazi, Precise position control of mechanical systems with friction based on the dynamic LuGre mode, Modares Mechanical Engineering, Vol. 14, No. 1, pp. 1-9, 2014 (In Persian). [13] E. Richer, Y. Hurmuzlu, "A high performance pneumatic force actuator
- system: part I- nonlinear controller design", Trans. of the ASME Vol. 122,
- pp. 426-434, September 2000.
   [14] A. M. Al-Ibrahim, D. R. Otis, "Transient Air Temperature and Pressure Measurements During the Charging and Discharging Processes of an Actuating Pneumatic Cylinder", *Proceedings of the 45th National* Conference on Fluid Power 1992. [15] A.Krener, W.Respondek, "Nonlinear observers with linearizable error
- dynamics", SIAM J. of Control and Optimisation, Vol. 23, pp. 197-216, 1985.
- [16] G. Bornard, H. Hammouri, "A high gain observer for a uniformly observable systems", in Proc. Conference on Dec Control CDC, Brighton, England, pp., pp. 1494-1496, 1991.

- ثابت گاز ایده آل (J- (kg·K) 1) R
  - دمای گاز (K) Т

پهنای گشودگی (mm) W

8- مراجع

- [1] H. Murrenhoff, Y.-S. Hong, A. Czinki, "Component design and control strategies for dexterous robot hands with servopneumatic finger joints", in Proc. Int. Conf. Advanced Mechatronics, , pp. 275-280, 1998.
- [2] G. S. Fischer, I. Iordachita, C. Csoma, J. Tokuda, S. P. DiMaio, C. M. Tempany, N. Hata, "MRI-Compatible Pneumatic Robot for Transperineal Prostate Needle Placement", *IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS*, Vol. 13, No. No.3, 2008. D.Cho, J.K.Hedrick, "Pneumatic actuators for vehicle active suspension on applications", *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*,
- [3]
- [4] Y. Shaojuan, "A New Iterative Learning Controller for Electro-Pneumatic Servo System", *in Intelligent Systems Design and Applications ISDA '08*,
- Eighth International Conference on, pp. 101-105, 2008.
  J. E. Bobrow, F. Jabbari, "Adaptive Pneumatic Force Actuation and Position Control", ASME J. Dyn. Syst., Meas., Control, Vol. 113, pp. 267–272, 1991.
- [6] S. R. Pandian, Y. Hayakawa, Y. Kanazawa, Y. Kamoyama, S. Kawamura, "Practical design of a sliding-mode controller for pneumatic actuators", ASME J., Dyn. Syst., Meas. Control, Vol. 119, pp. 666–674, 1997.