



کنترل سیستم سرونیوماتیک بر پایه رویت همزمان فشار دو طرف سیلندر توسط رویتگر بهره بالا

سپهر رمضان¹، سید مهدی رضاعی²، محمد زارعی نژاد^{3*}، کیوان باغستان⁴

- 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 پستی 159163331، mzare@aut.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 16 بهمن 1392
پذیرش: 25 اسفند 1392
ارائه در سایت: 01 آذر 1393
کلید واژگان:
رویتگر فشار
رویتگر بهره بالا
سرونیوماتیک
شیر تناسبی
کنترل کننده مود لغزشی

چکیده

در سیستم‌های سرونیوماتیک عوامل غیر خطی مانند تراکم پذیری سیال، نشتی در سیلندر و اصطکاک موجب پیچیدگی مدل سیستم می‌شود. به دلایل فوق از کنترل‌کننده‌های مدل مبنای مقاوم برای کنترل دقیق این سیستم‌ها استفاده می‌شود. این دسته از کنترل‌کننده‌ها نیازمند اندازه‌گیری تمامی حالت‌های سیستم هستند. در یک سیستم نیوماتیک موقعیت، سرعت و فشار دو طرف سیلندر حالت‌های سیستم می‌باشند. اندازه‌گیری فشار مسائلی چون هزینه سنسور و پایین بودن پاسخ فرکانسی را به همراه دارد. راه مناسب برای حل مشکلات اندازه‌گیری 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 اندازه‌گیری موقعیت، رویت کرد. برای حل این مشکل در این مقاله، عملگر نیوماتیکی به دو سیستم مجزا افزوده و هر سیستم به صورت مستقل رویت پذیر شده است. در این رویکرد فشار مخزن مقابل در عملگر به عنوان اغتشاش فرض می‌شود. برای رویت فشار از رویتگر بهره بالا که نسبت به اغتشاش مقاوم می‌باشد 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.

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

Sepehr Ramezani¹, Seyed Mehdi Rezaei¹, Mohammad Zareinejad^{2*}, Keivan Baghestan¹

- 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

Original Research Paper
Received 05 February 2014
Accepted 16 March 2014
Available Online 22 November 2014

Keywords:

Pressure observer
high-gain observer
servo pneumatic
proportional valve
sliding mode control

ABSTRACT

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 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.

1- مقدمه

نیوماتیکی، نسبت نیرو به وزن بالا، نسبت نیرو به حجم بالا، تمیزی المان‌های 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

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 سرونیوماتیک 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 کنترل‌کننده‌های غیر خطی مقاوم مشکلات کنترل این سیستم‌ها را بر طرف کنند.

2- مدل ریاضی سیستم‌های سرونیوماتیک

یک سیستم سرونیوماتیکی مطابق شکل 1 از یک شیر تناسبی و سیلندر دوطرفه تشکیل می‌شود. هوای فشرده از مخزن وارد شیر 5/3 تناسبی شده و به داخل مخزن‌های A و B هدایت می‌شود. 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 می‌شود. به طور کلی مدل‌سازی این سیستم به دو بخش مدل‌سازی شیر و عملگر نیوماتیکی تقسیم می‌شود.

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

2-1- مدل عملگر نیوماتیکی

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 می‌باشد. معادله دینامیک پیستون از رابطه (1) به دست می‌آید.

$$(M_L + M_{piston}) \ddot{x} = (P_a - P_b) A_p + F_L + F_f \quad (1)$$

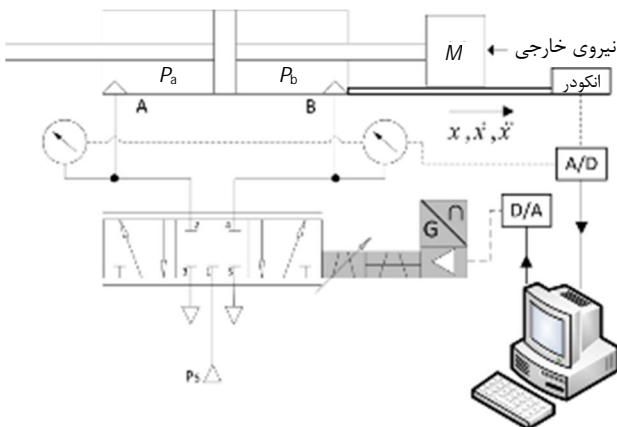
در رابطه (1) M_L جرم بار خارجی، M_{piston} جرم پیستون، F_f نیروی اصطکاک و F_L نیروی خارجی می‌باشد. در سمت راست معادله A سطح مقطع دو طرف پیستون، P_a و P_b فشارهای مخازن A و B می‌باشند.

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 شده است. 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

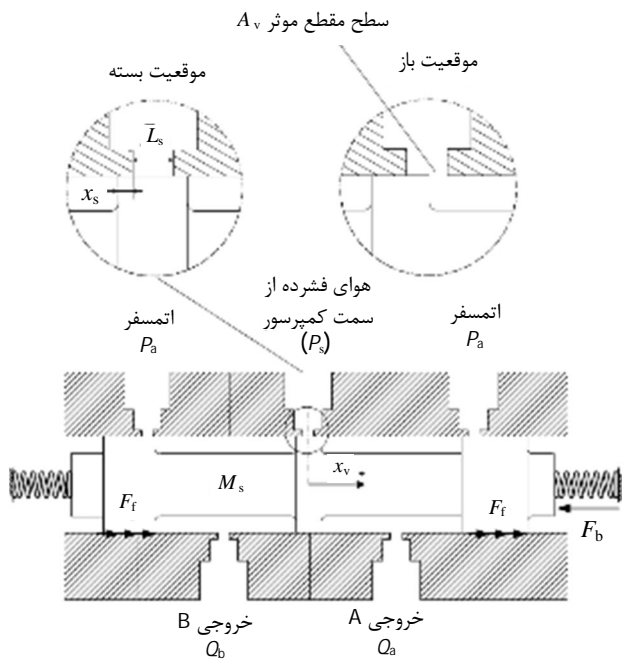
برای رسیدن به موقعیت دهی دقیق توسط کنترل‌کننده‌های غیر خطی لازم است تمامی حالت‌های سیستم اندازه‌گیری شوند. فشار هوای ورودی و خروجی به سیلندر از حالت‌های سیستم می‌باشند. در تعدادی از کارهای پیشین اختلاف فشار و در موارد دیگر خود فشار به عنوان حالت سیستم در کنترل‌کننده استفاده شده است. برای اندازه‌گیری فشار از سنسورهای فشار استفاده می‌شود. اما به دلایل بالا بودن هزینه سنسورها، پاسخ فرکانسی محدود و پیچیدگی پیاده‌سازی، طراحی رویهگر برای رویه فشار و یا سرعت و نیرو مورد مطالعه قرار گرفت.

در دهه‌های گذشته تحقیقات متعددی در زمینه رویه‌پذیری [8] و طراحی رویهگر برای سیستم‌های نیوماتیکی انجام گرفته است. از میان آن‌ها می‌توان به چند مورد اشاره کرد. رویه اغتشاش و استفاده آن در کنترل‌کننده در سال 1996 توسط تاکایوا و نوریتسوگو [9]، طراحی رویهگر بهره بالا و مود لغزشی [10] برای رویه فشار توسط ورودی موقعیت و فشار در سال 2006، از جمله این فعالیت‌ها است. مشکل اساسی موجود در سیستم‌های سرونیوماتیک آن است که به دلیل دینامیک خاص سیلندر، رویه همزمان فشار هوای ورودی و خروجی به سیلندر امکان‌پذیر نیست. پاندیان و همکارانش [11] در مقاله خود راه‌حلی برای رویه فشار در یک سمت سیلندر و تخمین فشار در سمت دیگر آن ارائه داده است. اما در این روش عواملی چون نیروی خارجی و دقیق نبودن مدل اصطکاک می‌تواند خطای ماندگار ایجاد کند. وی تاکید می‌کند که این خطا دارای باند است و در کنترل‌کننده مقاوم آن را جبران می‌کند.

در این مقاله پیشنهاد می‌کنیم سیلندر نیوماتیکی به دو سیستم مستقل تقسیم شود و برای رویه فشار در هر سیستم از رویهگر بهره بالا استفاده شود. در این روش، فشار مخزن مقابل به عنوان اغتشاش فرض شده و در مدل رویهگر 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 رویه می‌شود. همچنین برای جبران عدم قطعیت در مدل‌سازی المان‌های سیستم، یک کنترل‌کننده مقاوم مود لغزشی طراحی کرده و



شکل 1 شماتیک سیستم سرونیوماتیک



شکل 2 دیاگرام آزاد اسپول شیر تناسبی

K سختی فنر، F_f نیروی اصطکاک کولمب و F_b نیروی ناشی از سیم پیچ است. همانطور که در شکل 2 نشان داده شده است اگر x_v منفی باشد پورت خروجی A به فشار مخزن (P_s) و پورت B به اتمسفر متصل می‌شود. اگر این عدد مثبت باشد، پورت B به مخزن و درگاه A به اتمسفر راه پیدا می‌کند. در شیرهای تناسبی از نوع اسپولی برای بالا رفتن پاسخ سیستم از اورینگ برای نشت‌بندی استفاده نمی‌کنند، بلکه با بالا بردن دقت ابعادی اسپول و غلاف² به صورت تماس مستقیم این مشکل را حل می‌کنند. همچنین می‌توان با اعمال فرکانس دیتر³، به طور دائم اسپول را در وضعیت حرکت قرار داد. در این حالت از نیروی اصطکاک کولمب صرف نظر می‌شود. 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:

$$x_v = K_u U \quad (6)$$

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 می‌کنیم. 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 بالادست⁴) و فشار بعد (فشار پایین دست⁵) شیر، سرعت سیال به سرعت صوت رسیده و پدیده خفگی رخ می‌دهد. در این شرایط معادلات حاکم بر سیال فقط از فشار بالادست تأثیر می‌گیرد. با گذشت زمان و بالا رفتن فشار پایین دست از فشار بحرانی معادلات سیال از قوانین اریفیس پیروی می‌کند. معادله پیشنهادی بصورت (7) و (8) است. [13]

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

$$F_f = B\dot{x} + \text{sgn}(\dot{x})F_c \quad (2)$$

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 می‌شود و از انرژی جنبشی آن صرف نظر شده است.
 - دما و فشار به صورت همگن در هر دو مخزن می‌باشد.
 - فرآیند پلی‌تروپیک در نظر گرفته شده است.
 - از نشتی بین دو مخزن صرف نظر شده است.
- معادله حاکم در مخزن سیلندر از رابطه 3 بدست می‌آید.

$$\dot{P} = \frac{RT}{V} (\alpha_{in}\dot{m}_{in} - \alpha_{out}\dot{m}_{out}) - \alpha \frac{P}{V} \dot{V} \quad (3)$$

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

$$\begin{aligned} \dot{P}_a &= \frac{RT}{V_a} (\alpha \dot{m}_a) - \alpha \frac{P}{V_a} \dot{V}_a \\ \dot{P}_b &= -\frac{RT}{V_b} (\alpha \dot{m}_b) + \alpha \frac{P}{V_b} \dot{V}_b \end{aligned} \quad (4)$$

در روابط فوق $V_a = A_a x$ ، $V_b = A_b(L - x)$ که در آن L طول سیلندر می‌باشد. همچنین در معادلات فوق \dot{m} مثبت به معنای وارد شدن سیال و \dot{m} منفی به معنی خارج شدن سیال از مخزن سیلندر می‌باشد.

2-2- مدل شیر تناسبی

در سیستم‌های سرونیوماتیکی، 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) دینامیک اسپول¹
 - 2) معادله سیال گذرنده از اریفیس
 - 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 مرتبه 2 پیشنهاد می‌شود. در شکل 2 نیروهای وارد بر اسپول شیر قابل مشاهده است. معادله (5) مدل نهایی دینامیک اسپول است.

$$M_s \ddot{x}_v + c \dot{x}_v + 2kx_v = F_b + F_f \quad (5)$$

در معادله فوق x_v موقعیت اسپول M_s جرم اسپول و c ضریب دمپینگ و

2- Sleeve
3- Dither
4- Upstream pressure
5- Downstream pressure

1- spool

1-3- بررسی رویه پذیر سیستم سرونیوماتیک :

با توجه به معادله (4) فشار در مخزن A، بر اساس \dot{m}_a بوده و A_{v_a} سطح مقطع اریفیس می‌باشد. همچنین برای مخزن B نیز، A_{v_b} سطح مقطع اریفیس ایجاد کننده \dot{m}_b می‌باشد. به عبارتی دیگر معادلات ذکر شده برای سیستمی با دو شیر مجزا معرفی شده است. با برقراری تساوی $A_{v_a} = A_{v_b} = -A_{v_b}$ این دو شیر را به عنوان یک شیر 5/3 معرفی می‌کنیم معادله فضای حالت سیستم با در نظر گرفتن مباحث فوق به صورت رابطه (12) است:

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

برای بررسی رویه‌پذیری نیروی اصطکاک به عنوان اغتشاش در نظر گرفته می‌شود. با توجه به معادله (7) چهار حالت برای \dot{m}_a و \dot{m}_b وجود دارد. دو حالت برای \dot{m}_a (شرط خفگی برای اریفیس A) و دو حالت برای \dot{m}_b (شرط خفگی برای اریفیس B). حالت‌های ذکر شده باعث ایجاد چهار سیستم مجزا می‌شود اگر حتی یکی از آن‌ها رویه ناپذیر باشد، سیستم رویه ناپذیر خواهد شد. ماتریس φ مطابق قبل ساخته شده و جاکوبین آن مطابق رابطه (13) است:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial x} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{B}{M} & \frac{A_a}{M} & -\frac{A_b}{M} \\ L_{41} & L_{42} & L_{43} & L_{44} \end{bmatrix} \quad (13)$$

تمامی درایه‌های آخر این ماتریس تابعی از هر چهار حالت سیستم هستند. وو [8] اثبات می‌کند در شرایطی مانند $\dot{x} = x = 0$ رتبه این ماتریس کامل نیست و می‌توان گفت سیستم سرونیوماتیک با شرایط فوق رویه‌پذیر نیست اما در مرجع [10] اثبات می‌شود که با اندازه‌گیری یکی از فشارهای P_a یا P_b به همراه اندازه‌گیری x می‌توان سیستم را رویه کرد. پاندیان [11] از رویه‌نگر مود لغزشی برای رویه P_a به شرط اندازه‌گیری x و v بهره برده است. همچنین بعد از رویه P_a و داشتن شتاب، P_b را محاسبه می‌کند.

در این مقاله هدف طراحی رویه‌نگر مرتبه بالا برای هر دو فشار P_a و P_b می‌باشد. برای این منظور فرض می‌شود یک سیستم نیوماتیک با یک سیلندر و دو مخزن تبدیل به دو سیستم مستقل می‌شود، با توجه به شکل 3 سیستم 1 شامل مخزن A می‌باشد و ورودی آن \dot{m}_a است و در مدل سیستم 2 مخزن B و ورودی \dot{m}_b استفاده می‌شود. در سیستم 1 برای رویه P_a فقط از اندازه‌گیری x استفاده شده و P_b به عنوان اغتشاش در نظر گرفته می‌شود. در سیستم 2 برای رویه P_b نیز فقط x اندازه‌گیری شده و P_a به عنوان اغتشاش در نظر گرفته شده است. با این توضیحات مدل سیستم به فرم زیر تبدیل می‌شود.

با در نظر گرفتن $[x_1 \ x_2 \ x_3] = [x \ v \ P_{(a,b)}]$ معادلات رویه‌نگر برای هر دو سیستم عبارتند از رابطه (14) و (15):

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{M}(x_3A - Bx_2) + F_d \\ \dot{x}_3 &= \frac{k}{V_a(x_1)}(RT\dot{m}_a - x_3\dot{V}_a) \end{aligned} \quad (14)$$

$$\varphi = \begin{cases} C_f C_1 \frac{P_u}{\sqrt{T}} & , \frac{P_d}{P_u} \leq P_{cr} \\ C_f C_2 \frac{P_u}{\sqrt{T}} \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{1}{k}} & , \frac{P_d}{P_u} \geq P_{cr} \end{cases} \quad i = 1,2,3,4 \quad (7)$$

$$C_1 = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, \quad C_2 = \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)}} \quad (8)$$

$$P_{cr} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

در این روابط \dot{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_a (فشار مخزن A) 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 علی‌رغم وجود سیگنال u سطح مقطع اریفیس تغییر نمی‌کند. این پدیده به علت همپوشانی اسپول شیر با غلاف شیر رخ می‌دهد. با توجه به شکل 2، مدل ناحیه مرده به فرم معادله (9) پیشنهاد می‌شود.

$$\begin{cases} A_v = 0 & x_v < x_s \\ A_v = x_v \times w & x_s < x_v < x_s + L_s \\ A_v = L \times w & x_s + L_s < x_v \end{cases} \quad (9)$$

در رابطه (9) A_v مساحت اریفیس، x_v جابه‌جایی اسپول، و x_s میزان همپوشانی اسپول و غلاف می‌باشد. این سه پارامتر در شکل 2 مشخص شده است.

3- طراحی رویه‌نگر بهره بالا:

در این بخش، ابتدا رویه‌پذیری سیستم‌های غیر خطی مرور شده سپس رویه‌پذیری سیستم سرونیوماتیک با در نظر گرفتن موقعیت به عنوان تنها حالت قابل اندازه‌گیری بررسی می‌شود.

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

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f(x) + g(x)u \\ \tilde{y} &= h(x) \end{aligned} \quad (10)$$

که در آن $x \in X \subset \mathcal{R}^n$ بردار حالت و $u \in U \subset \mathcal{R}^p$ بردار ورودی و $\tilde{y} \in \mathcal{R}^p$ بردار حالت اندازه‌گیری شده می‌باشد.

$$\tilde{y} = h(x) = [\tilde{y}_1 \dots \tilde{y}_p]^T = [h_1(x) \dots h_p(x)]$$

این سیستم رویه‌پذیر است اگر بتوان بردار $x_0(t)$ را از رویه کردن بردار \tilde{y} در زمان محدود $t_0 < t < t_1$ محاسبه کرد.

تئوری 1: سیستم (10) برای تمامی $x \in X$ و $u \in U$ رویه‌پذیر است اگر P تا l_i صحیح پیدا شود که بتوان با آن‌ها ماتریس تبدیل φ به شرط زیر ساخت

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

نکته مهم آن است که φ باید یک ماتریس تبدیل باشد یعنی $\frac{\delta \varphi}{\delta x}$ باید رتبه کامل داشته باشد. درایه‌های این ماتریس شامل حالت‌های قابل اندازه‌گیری سیستم است که رابطه آن در (10) آمده است.

$$\varphi = [\tilde{y}_1 \ \tilde{y}_1 \dots \tilde{y}_1^{(l_1-1)} \ \tilde{y}_2 \dots \tilde{y}_2^{(l_2-1)} \ \tilde{y}_p \dots \tilde{y}_p^{(l_p-1)}]^T \quad (11)$$

ازای T_i مثبت کوچکتر از 1 سیستم زیر :

$$\dot{\xi} = A\xi + \theta(\xi, u) + \Theta^{-1}K(\bar{y} - h(\hat{x})) \quad (19)$$

یک روینگر مجانبی برای سیستم (18) می باشد. اگر با معکوس ماتریس تبدیل، سیستم به حالت سیستم اولیه باز گردد، رابطه (20) را خواهیم داشت.

$$\dot{\hat{x}} = f(\hat{x}) + g(\hat{x})u + \left[\frac{\partial\varphi}{\partial x}\right]^{-1} \Theta^{-1}K(\bar{y} - h(\hat{x})) \quad (20)$$

همانطور که اشاره شد کافی است ماتریس φ معکوس پذیر باشد و ماتریس K به درستی انتخاب شود.

3-3- طراحی روینگر بهره بالا برای سیستم سرووینوماتیک

در سیستم (14) F_d ، اغتشاش وارد به سیستم است. این اغتشاش شامل نیروی خارجی، نیروی سیستم مقابل ($P_a A$) به اضافه نیروی اصطکاک می باشد. روینگر بهره بالا نسبت به اغتشاش مقاوم است، اما این اغتشاش باند دارد و هرچه این باند بیشتر شود به دنبال آن T_i کوچکتر شده و سرعت پردازش افزایش می یابد. در روینگر بهره بالا هرچه T_i کوچکتر باشد خطای حالت گذرای آن بیشتر و حساسیت آن نسبت به نویز افزایش می یابد. 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 (رابطه (21)).

$$\bar{P}_b = \frac{1}{A_b} (P_a A - M\ddot{x} + F_f + F_L) \quad (21)$$

در این تحقیق با مشتق گیری بر روی مکان شتاب محاسبه شده است.

با توجه به مدل (14) معادله روینگر بهره بالا برای سیستم 1 به شکل رابطه (22) است.

$$\dot{\hat{x}} = f(\hat{x}) + g(\hat{x})u + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\frac{B}{A} & \frac{M}{A} \end{bmatrix} \Theta^{-1}K(x - \hat{x}) \quad (22)$$

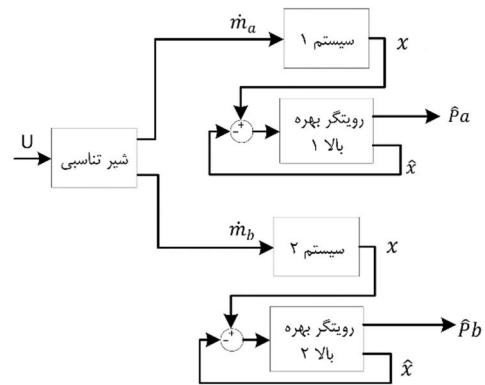
برای مخزن $A: P_a = [x \ v \ P_a]$

$$\begin{aligned} \dot{\hat{x}}_1 &= \hat{x}_2 + T^{-1}K_{1a}(x_1 - \hat{x}_1) \\ \dot{\hat{x}}_2 &= \frac{1}{M}(-B \cdot \hat{x}_2 + \hat{x}_3 \cdot A) - \bar{P}_b A \\ &\quad + T^{-2}K_{2a}(x_1 - \hat{x}_1) \\ \dot{\hat{x}}_3 &= \frac{k}{V_a(\hat{x}_1)}(RT\dot{m}_a - \hat{x}_3\dot{V}_a) - \frac{B}{A}T^{-3}K_{3a} \\ &\quad \times (x_1 - \hat{x}_1) + \frac{M}{A}T^{-2}K_{2a}(x_1 - \hat{x}_1) \end{aligned} \quad (23)$$

برای مخزن B: $P_b = [x \ v \ P_b]$

$$\begin{aligned} \dot{\hat{x}}_1 &= \hat{x}_2 + T^{-1}K_{1b}(x_1 - \hat{x}_1) \\ \dot{\hat{x}}_2 &= \frac{1}{M}(-B \cdot \hat{x}_2 - \hat{x}_3 \cdot A) + \bar{P}_b A \\ &\quad + T^{-2}K_{2b}(x_1 - \hat{x}_1) \\ \dot{\hat{x}}_3 &= \frac{k}{V_b(\hat{x}_1)}(RT\dot{m}_b + \hat{x}_3\dot{V}_b) - \frac{B}{A}T^{-3}K_{3b} \\ &\quad \times (x_1 - \hat{x}_1) - \frac{M}{A}T^{-2}K_{2b}(x_1 - \hat{x}_1) \end{aligned} \quad (24)$$

پیشتر اشاره شد که برای محاسبه اغتشاش از مشتق گیری استفاده می شود. 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_i ها می توان این اغتشاش را در دینامیک خطای روینگر جبران کرد.



شکل 3 نحوه ارتباط روینگرهای طراحی شده با زیر سیستم ها

برای سیستم 2:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{M}(-x_3 A - Bx_2) + F_d' \\ \dot{x}_3 &= \frac{k}{V_b(x_1)}(x_3 \dot{V}_b + RT\dot{m}_b) \end{aligned} \quad (15)$$

طبق معادله (10)، مقدار p را برابر 1 و مقدار l_1 را برابر 3 قرار می دهیم. با توجه به این موضوع که تنها حالت اندازه گیری شده موقعیت می باشد، $\bar{y} = \bar{y}_1 = x$ ماتریس φ به شکل (16) ساخته می شود.

$$\varphi = [x \ \dot{x} \ \ddot{x}] \quad (16)$$

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

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

مشاهده می شود که ماتریس فوق در تمامی حالات دارای رتبه کامل است. پس این سیستم رویت پذیر است.

3-2- طراحی روینگر بهره بالا:

این روینگر برای دامنه وسیعی از سیستم های غیر خطی کاربرد دارد و نحوه طراحی آن بر مبنای رویت پذیری سیستم غیر خطی می باشد. اگر سیستم (10) رویت پذیر 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]:

$$\begin{aligned} \dot{\xi} &= A\xi + \theta(\xi, u) \\ \bar{y} &= C\xi \end{aligned} \quad (18)$$

که در آن $A = \text{diag}[A_1 \dots A_{l_p}]$ می باشد و $A_i (1 < i < l_p)$ به صورت زیر تعریف می شود.

$$A_i = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \dots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C_i = I_{1 \times l_i} \quad C = \text{diag}[C_1 \dots C_{l_p}]$$

$$\theta(\xi, u) = [\theta_1^T \theta_2^T \dots \theta_p^T]^T \quad \theta_i = [0 \ 0 \ \dots \ h_i^{-1}]$$

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

تئوری 2: اگر K به گونه ای باشد که ماتریس $A - KC$ هرویتز و ماتریس $\theta(T) = \text{diag}[\theta_1^T \dots \theta_p^T]$ به $\theta_i = \text{diag}[T_i^{-1} \ T_i^{-2} \ \dots \ T_i^{-k_i}]$ باشد. و در آن θ_i آنگاه به

4- طراحی کنترل کننده مود لغزشی

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 A_v می باشد، در حالیکه ورودی شیر ولتاژ است. برای تبدیل A_v به ابتدا از معادله ناحیه مرده (9) استفاده می شود. در این تبدیل سطح مقطع اریفیس به جابه جایی اسپول تبدیل می شود. با استفاده از تبدیل خطی که در بخش مدلسازی برای دینامیک اسپول حاصل شد (6)، جابه جایی اسپول به ورودی شیر تبدیل می شود.

4-1 طراحی کنترل کننده

برای بدست آوردن قانون کنترلی، سطح لغزشی پایدار تعریف می شود. 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 می شود:

$$s = (\ddot{x} - \ddot{x}_d) + 2\lambda\dot{e} + \lambda^2 e \quad (25)$$

λ یک ضریب مثبت می باشد. با جایگذاری معادله (12) در معادله (25) حاصل می شود.

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

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

$$A_{veq} = \frac{f}{\underbrace{\left(\frac{P_a A^2}{V_a} + \frac{P_b A^2}{V_b} \right) \dot{x} + B\ddot{x} + M(x^{(3)}_d - 2\lambda\ddot{e} - \lambda^2\dot{e})}}_{\underbrace{R \cdot T \cdot A \left(\frac{\psi(P_{ua}, P_{da})}{V_a} + \frac{\psi(P_{ub}, P_{db})}{V_b} \right)}_b} \quad (27)$$

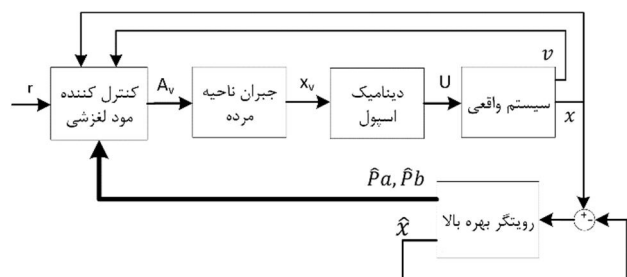
تابع ψ مطابق رابطه (28) تعریف می شود:

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

این سیگنال کنترلی با داشتن اطلاعات سیستم پایداری ناحیه ای 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) می باشد:

$$A_v = \frac{f - k \cdot \text{sign}(s)}{b} \quad (29)$$

با انتخاب مناسب k ، پایداری مجانبی این کنترل کننده تضمین می شود.



شکل 4 بلوک دیاگرام کنترل کننده- رویهگر

4-2 اثبات پایداری

به دلیل غیرخطی بودن سیستم، نمی توان از اصل جداسازی برای اثبات پایداری استفاده کرد. این بدان معناست که باید سیستم کنترلی به همراه رویهگر بررسی شود. تابع لیپانوف برای این سیستم به صورت رابطه (30) پیشنهاد می شود.

$$V = \frac{1}{2}s^2 \quad (30)$$

تابع لیپانوف پیشنهادی مثبت معین می باشد. اگر مشتق این تابع همیشه مستقل از زمان منفی باشد، پایداری کنترل کننده تضمین می شود. مشتق تابع لیپانوف فوق برابر رابطه (31) است:

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

سیگنال کنترلی با حالت های رویه شده و حالت های اندازه گیری شده ساخته می شود. موقعیت و سرعت حالت های معلوم و فشار دو مخزن حالت های رویه شده در نظر گرفته شده اند. با جایگزینی قانون کنترلی در مشتق s رابطه (32) استخراج می شود.

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

با استفاده از روابط (12) و (27) رابطه (33) حاصل می شود.

$$\begin{aligned} \dot{s} = & \hat{b}\hat{b}^{-1} \left(\frac{A}{M} \left(\frac{\hat{P}_a}{V_a} \dot{V}_a + \frac{\hat{P}_b}{V_b} \dot{V}_b \right) \right) - \frac{A}{M} \left(\frac{P_a}{V_a} \dot{V}_a + \frac{P_b}{V_b} \dot{V}_b \right) \\ & + \hat{b}\hat{b}^{-1} \ddot{x}_d - \ddot{x}_d - \hat{b}\hat{b}^{-1} \left(-\frac{C}{M} + 2\lambda \right) \dot{x} + \left(-\frac{C}{M} + 2\lambda \right) \dot{x} \\ & + \hat{b}\hat{b}^{-1} 2\lambda \dot{x}_d - 2\lambda \dot{x}_d - \hat{b}\hat{b}^{-1} \lambda^2 \dot{e} + \lambda^2 \dot{e} \\ & - \hat{b}\hat{b}^{-1} \cdot k \cdot \text{sign}(s) \end{aligned} \quad (33)$$

با فرض آنکه $s\dot{s}$ باید از یک مقدار منفی کمتر باشد رابطه (34) پیشنهاد می شود.

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

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

$$\begin{aligned} & \left((1 - \hat{b}^{-1}\hat{b})\hat{u} - \hat{b}^{-1}\hat{b} \left(\frac{A}{M} \left(\frac{\hat{P}_a}{V_a} \dot{V}_a + \frac{\hat{P}_b}{V_b} \dot{V}_b \right) \right) \right. \\ & \quad \left. + \left(-\frac{C}{M} + 2\lambda \right) \dot{x} \right) - k \\ & \cdot \text{sign}(s) \Big) s \leq \hat{b}^{-1}\hat{b} \cdot \eta|s| \end{aligned} \quad (35)$$

رابطه (35) به رابطه (36) ساده می شود.

$$\begin{aligned} & \left((1 - \hat{b}^{-1}\hat{b})\hat{u} - \hat{b}^{-1}\hat{b} \cdot \tilde{f} - k \cdot \text{sign}(s) \right) s \\ & \leq \hat{b}^{-1}\hat{b} \cdot \eta|s| \end{aligned} \quad (36)$$

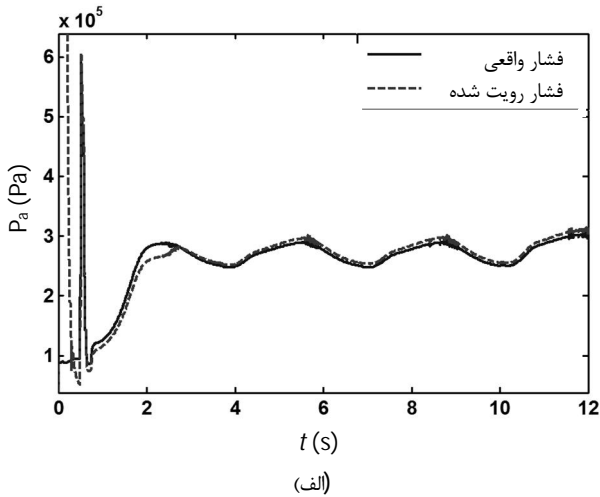
اگر b دارای شرط $0 < b_{\min} < b < b_{\max}$ باشد می توان باند \hat{b} را به صورت رابطه (37) در نظر گرفت.

$$|\hat{b}| = \sqrt{b_{\min} b_{\max}} \rightarrow \beta^{-1} \leq \frac{\hat{b}}{b} \leq \beta \quad (37)$$

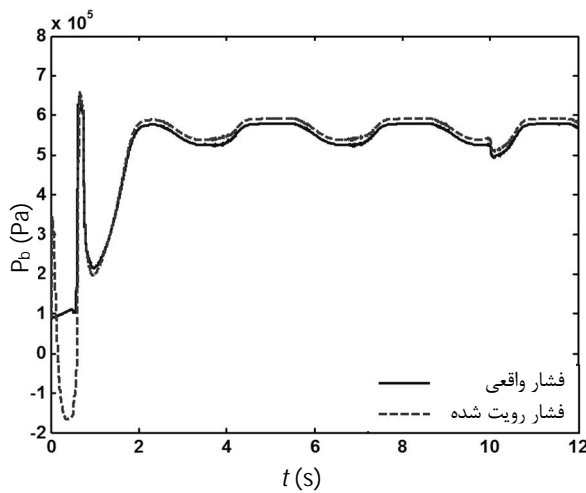
که در آن $\beta = \sqrt{\frac{b_{\max}}{b_{\min}}}$ می باشد و در نهایت اگر نامساوی (38) برقرار شود، مشتق تابع لیپانوف منفی خواهد شد.

$$k \geq |\hat{u}|(\beta - 1) + \beta(|\tilde{f}| + \eta) \quad (38)$$

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 b زمانی رخ خواهد داد که هر دو روزنه در حالت خفگی باشند. و این شرایط در



(الف)



(ب)

شکل 5 نمودار الف مقایسه فشار مخزن A و فشار روییت شده P_a در شبیه سازی و نمودار (ب) مقایسه فشار مخزن B و روییت شده P_b در شبیه سازی در زمان 10 نیروی خارجی 10 نیوتن به پیستون وارد شده است

کنترل کننده تضمین می شود. نیروی اعمالی در زمان $t=10s$ نیرویی با مقدار ثابت و جهت مخالف حرکت پیستون می باشد.

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

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 می باشد. دو سنسور فشار برای شناسایی سیستم و صحت گذاری رویتگر بر روی مسیر هوای مخزن A و B نصب شده است. موقعیت از طریق انکودر موجود بر روی سیلندر خوانده می شود.

سیلندر استفاده شده مدل دی-ان-سی-32 از شرکت فستو می باشد. 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 F_c مقدار ثابتی نیست و متناسب با مکان پیستون تغییر خواهند کرد. مقادیر ذکر شده پس از متوسط گیری درج شده اند. تمامی پارامترهای

عمل زمانی رخ می دهد که در زمان t یکی از مخازن به فشار مخزن کمپرسور رسیده باشد و دیگری به فشار اتمسفر و در لحظه $t+\epsilon$ شیر تغییر جهت داده و فشار مخازن بالعکس شود. در این حالت معادله هر دو از خفگی پیروی می کند و در بیشترین حالت خود می باشد.

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 راه اندازی 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 حالت های بالا اتفاق نخواهد افتاد.

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

برای بررسی $|\bar{f}|$ معادله آن بازنویسی می شود.

$$\bar{f} = \left(\frac{A}{M} \left(\frac{\bar{P}_a}{V_a} \dot{V}_a + \frac{\bar{P}_b}{V_b} \dot{V}_b \right) + \left(-\frac{C}{M} + 2\lambda \right) \cdot \left(\frac{1}{M} (A(\bar{P}_a - \bar{P}_b) - F_f - F_l) \right) \right)$$

پس از ساده سازی رابطه فوق، معادله (39) حاصل می شود:

$$\bar{f} = \frac{A}{M} \left(\frac{\bar{P}_a}{A(x + x_2)} (A\dot{x} - C + 2M\lambda) + \frac{\bar{P}_b}{A(L - x + x_2)} (-A\dot{x} + C - 2M\lambda) + \frac{A}{M} (C - 2M\lambda) \cdot \left(\frac{F_f + F_l}{A} \right) \right) \quad (39)$$

در عبارت فوق، نیروی اصطکاک و نیروی خارجی و \dot{x} دارای باند می باشند. طبق تئوری 2 \bar{P}_a و \bar{P}_b دارای باند محدودی هستند و در زمان محدود به صفر میل می کنند. پس تمامی حالت های موجود در این تابع دارای باند هستند. در نهایت باند $|\bar{f}|$ به شکل زیر تعریف می شود.

$$|\bar{f}| < |\eta_1| |\bar{P}_a| + |\eta_2| |\bar{P}_b| + \frac{A}{M} (C - 2M\lambda) \cdot \left(\frac{|F_f| + |F_l|}{A} \right)$$

در رابطه فوق η_1 و η_2 دارای باند هستند.

با توجه به روابط فوق مشتق تابع لیپانوف پیشنهادی با شرط رابطه (40)

منفی خواهد شد.

$$k \geq |\hat{u}| (\beta - 1) + \beta (|\eta_1| |\bar{P}_a| + |\eta_2| |\bar{P}_b| + \frac{A}{M} (C - 2M\lambda) \cdot \left(\frac{|F_f| + |F_l|}{A} \right) + \eta) \quad (40)$$

5- نتایج شبیه سازی و پیاده سازی بر روی تجهیزات آزمایشگاهی

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

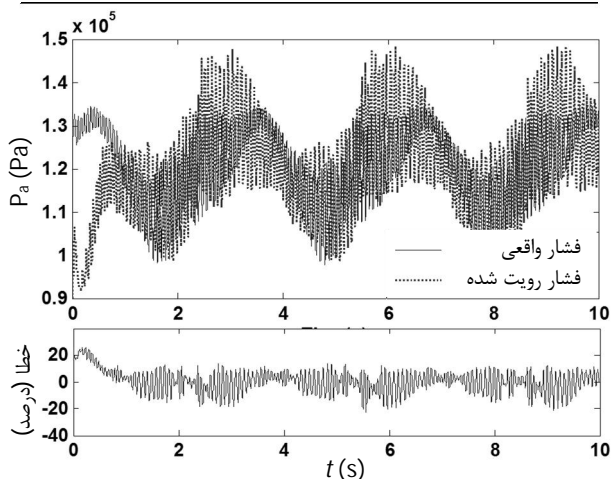
در شکل 5 سیستم توسط ورودی سینوسی به صورت حلقه باز مورد آزمایش قرار گرفته است و مشاهده می شود که در لحظات نخست خطای رویتگر بسیار زیاد بوده و این امر به دلیل وجود پدیده «قله» در دینامیک رویتگر بهره بالاست که با محدود کردن فشار روییت شده پایداری

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 پارامترهای مدل سوئیچینگ کنترل کننده بیشتر خواهد شد.

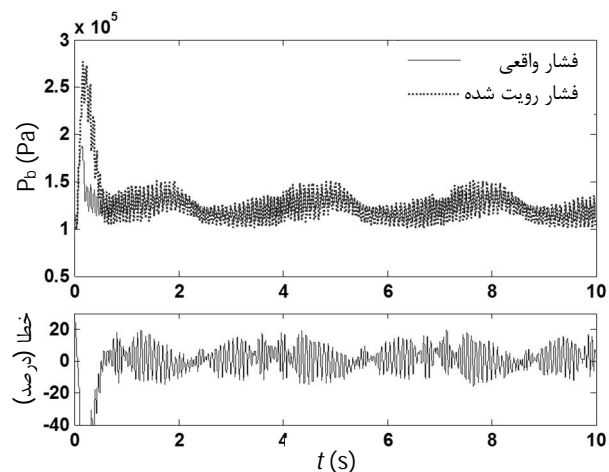
این تست نمونه‌ای خوبی برای محک زدن پاسخ فرکانسی رویتر می‌باشد. فرکانس این نوسان در بیشترین حالت تقریباً برابر 50 هرتز می‌باشد.

جدول 1 مقادیر پارامترهای استفاده شده در کنترل کننده و رویتر

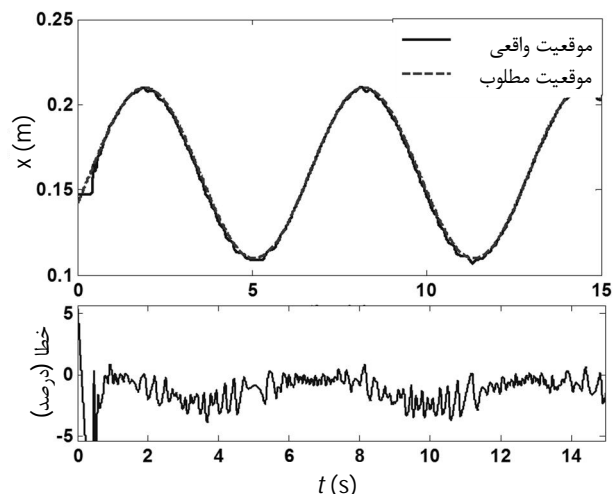
مقدار	پارامتر
0/5	جرم پیستون (kg)
0/32	طول سیلندر (m)
$6/9 \times 10^{-4}$	سطح مقطع پیستون (m^2)
0/3	ضریب دشارژ
12	نیروی اصطکاک کولمب (N)
60	ضریب اصطکاک ویسکوز ($N \cdot s \cdot m^{-1}$)
0/003	پهنای گشودگی (mm)
287	ثابت گاز ایده آل ($J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$)
5	بهره کنترل کننده
9	ضریب سطح لغزش



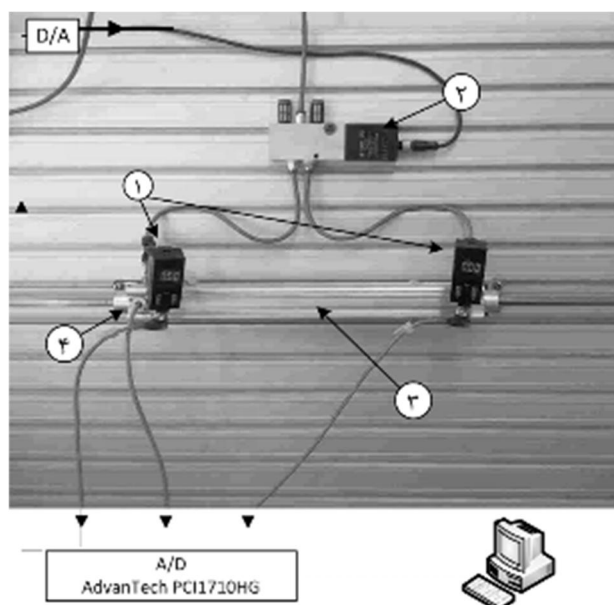
شکل 8 مقایسه فشار واقعی و رویت شده مخزن A در تست آزمایشگاهی



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



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



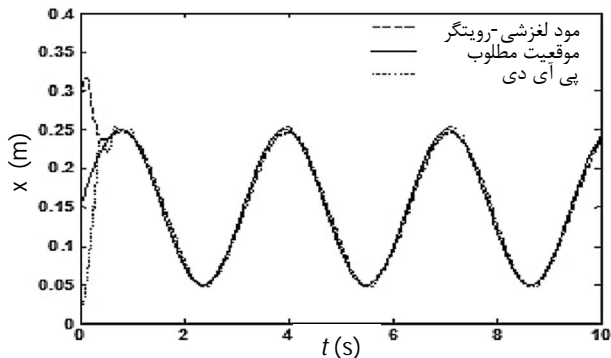
شکل 7 مدار نیوماتیکی تست آزمایشگاه 1- سنسور فشار 2- شیرتناسبی 3- سیلندر نیوماتیکی دو طرفه 4- انکودر

شناسایی شده در جدول 1 آورده شده است.

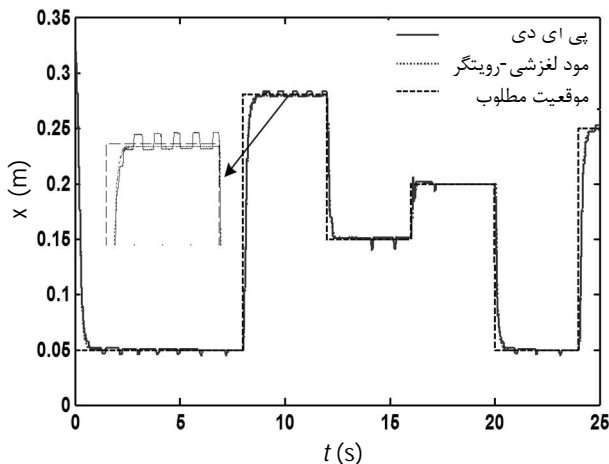
شیر تناسبی استفاده شده از شرکت فستو با مدل ام-پی-وی-ای 1/8 می‌باشد. داده‌ها توسط کارت داده ادوننتک 1710 از واحد کنترل به عملگر و سنسورها اعمال می‌شود. در تمامی آزمایش‌ها زمان نمونه برداری 0/001 ثانیه می‌باشد.

مقایسه فشار واقعی سیستم و فشار رویت شده توسط سنسورها در شکل 8 و شکل 9 نشان داده شده است. در این آزمایش کنترل کننده از فشار رویتر استفاده کرده و تنها موقعیت که توسط انکودر اندازه‌گیری شده به کنترل کننده وارد می‌شود.

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 پارامترهای مدل و سیستم واقعی بیشتر باشد، کنترل کننده به میزان بیشتری نوسان می‌کند. در



شکل 11 مقایسه عملکرد کنترل کننده های پی ای دی و مود لغزشی به همراه رویتر با ورودی هارمونیک



شکل 12 مقایسه عملکرد کنترل کننده های پی ای دی و مود لغزشی به همراه رویتر با ورودی پله

سیلندر با اندازه گیری موقعیت امکان پذیر نیست. در این مقاله راهکاری برای رویه همزمان فشار در هر دو طرف عملگر نیوماتیکی در یک سیستم سرونیوماتیک ارائه شد. در رویکرد جدید سیلندر به دو سیستم مجزا افراز شد. رویه پذیری هر سیستم به صورت مجزا مورد بررسی قرار گرفت و در نهایت از رویتر بهره بالا برای رویه فشار استفاده شد. در این الگوریتم تنها موقعیت پیستون اندازه گیری می شود. عملکرد این رویتر 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

A	سطح مقطع پیستون (m^2)
B	ضریب اصطکاک ویسکوز ($N \cdot s \cdot m^{-1}$)
C_f	ضریب دشارژ
F_c	نیروی اصطکاک کولمب (N)
K	بهره کنترل کننده
K_u	ضریب تبدیل نیرو ($m \cdot V^{-1}$)
L	طول سیلندر (m)
λ	ضریب سطح لغزش
M_p	جرم پیستون (kg)

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

برای بررسی عملکرد کنترل طراحی شده، آن را با کنترل کننده پی ای دی مقایسه می کنیم. مقایسه این دو کنترل کننده با ورودی هارمونیک در شکل 11 آورده شده است.

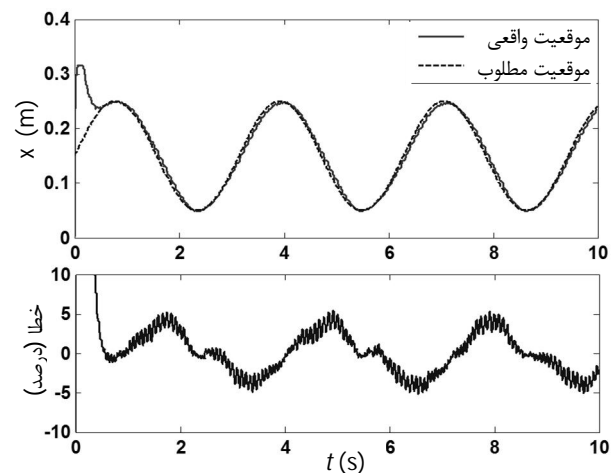
با انتخاب مناسب بهره کنترل کننده می توان به پایداری مجانبی دست پیدا کرد هرچه این بهره بزرگتر باشد خطای تعقیب در حضور عدم قطعیت کاهش می یابد. البته با افزایش این بهره سوئیچینگ کنترل کننده افزایش می یابد. پاسخ فرکانسی شیر تناسبی استفاده شده در این تست 100 هرتز می باشد. و فرکانس چترینگ در حدود 50 هرتز است.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

عملکرد کنترل کننده PID در زمان گذرای سیستم رفتار نوسانی از خود نشان می دهد، همچنین در نقاط ابتدا و انتهای کورس حرکت پیستون خطای کنترل کننده PID بیشتر می شود. در این نقاط پیستون از حرکت باز ایستاده و نیروی اصطکاک افزایش می یابد. 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 کنترل کننده در صورت اعمال ورودی پله بیشتر خواهد شد. چراکه کنترل کننده 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 کنترل کننده های خطی نیست.

نمودار شکل 12 مقایسه دو کنترل کننده مود لغزشی به همراه رویتر و کنترل کننده PID با ورودی پله را نشان نشان می دهد. 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 می دهد 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- نتیجه گیری

به دلیل دینامیک خاص عملگر نیوماتیکی رویه همزمان فشار دو طرف



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

- [7] D. Ben-Dov, S. E. Salcudean, "A Force-Controlled Pneumatic Actuator", *IEEE Trans. Rob. Autom.*, 11, Vol. 6, pp. 906-911, 1995.
- [8] M. G. Wu, EricBarth, "On the observability of Pressure in a Pneumatic Servo Actuator", *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 126, pp. 921-924, 2004.
- [9] T. Noritsugu, M. Takaiwa, "Motion control of parallel link manipulator 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.

R ثابت گاز ایده آل (J- (kg-K)-1)

T دمای گاز (K)

w پهنای گشودگی (mm)

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.
- [3] D. Cho, J.K. Hedrick, "Pneumatic actuators for vehicle active suspension on applications", *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, pp. 67-72, 1985.
- [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.
- [5] 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.