مجله مهندسی مکانیک مدرس، فوق‌العاده اسفند 1393، دوره 14، شماره 15، ص‌ص 207- 217

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

طراحی و پیاده سازی کنترلگر مقاوم دو درجه آزادی بر روی میز سروهیدرولیک

سید حسن قرشی[1]، بهنام معتکف ایمانی[2*]

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد
2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد
*مشهد، صندوق پستی9177948974، imani@um.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 17 تیر 1393
پذیرش: 28 شهریور 1393
ارائه در سایت: 30 مهر 1393

کلید واژگان:
کنترلگر مقاوم
کنترلگر دو درجه آزادی
عدم قطعیت
سروهیدرولیک

چکیده

سیستم‌های سروهیدرولیک به علت دقت بالا و نسبت پایین وزن به نیرو کاربرد گسترده‌ای در شاخه‌های مختلف صنعت دارند. بهبود همزمان دقت و پاسخ زمانی از نیازهای روز افزون این سیستم‌ها می‌باشد. فرمان‌های حرکت سریع عملگر سروهیدرولیک، باعث تحریک اجزای مکانیکی متصل به آن و ایجاد ارتعاشات نامطلوب می‌گردد. راه حل توصیه شده برای رفع این مشکل، استفاده از کنترلگر پیشرفته با در نظر گرفتن عدم قطعیت‌های فرکانس بالای سیستم می‌باشد. در این پژوهش، کنترلگر مقاوم دو درجه آزادی موقعیت با هدف جلوگیری از ارتعاشات نامطلوب و تامین کارایی مقاوم برای میز سروهیدرولیک طراحی و پیاده‌سازی شده است. در این راستا اجزای مختلف این سیستم مدل‌سازی شده و سیستم نامی و عدم قطعیت میز سروهیدرولیک با استفاده از روش جعبه خاکستری شناسائی شده است. کنترلگر مقاوم دو درجه آزادی با روش عمومی نرم بی‌نهایت (H_∞) و استفاده از تحلیل μ طراحی شده است. این کنترلگر دارای بلوک پس‌خور جهت کاهش اثرات عدم قطعیت و نویز و دفع اغتشاش بوده، در حالی که بلوک کنترلگر پیشرو با اصلاح سیگنال فرمان، کارایی را بهبود می‌بخشد. سیستم کنترلی طراحی شده جهت ردیابی سیگنال‌های موقعیت سینوسی و ذوزنقه‌ای بر بستر آزمایش سروهیدرولیک پیاده‌سازی شده است. مشاهده شد که این سیستم در مقایسه با کنترلگر مقاوم رایج که فقط دارای بلوک پسخور می‌باشد، عملکرد دقیق‌تر و پاسخ سریع‌تری داشته است. نتایج آزمون‌های گسترده نشان دهنده پاسخ مناسب به اغتشاش، کاهش اثرات نویز و عملکرد مقاوم کنترل‌گر توسعه یافته در محدوده عدم قطعیت تعریف شده، می‌باشد.

Design and Implementation of a 2DOF Robust controller for Servo-Hydraulic Table

Seyed Hassan Ghorashi, Behnam Moetakef Imani*

Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran
*P.O.B. 9177948974, Mashhad, Iran, imani@um.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 08 July 2014
Accepted 19 September 2014
Available Online 22 October 2014

Keywords:
Robust control
Two degree-of-freedom controller
Uncertainty
Servo hydraulic

ABSTRACT

Because of high accuracy and low weight-to-force ratio, servo hydraulic systems are widely used in various branches of industry. Simultaneous improvement of accuracy and time response are among the ever increasing needs for these systems. Rapid movement commands to hydraulic actuator excite attached mechanical components and consequently produce undesired vibrations. The recommended solution to overcome the above mentioned problem is to design and implement an advanced controller which takes into consideration the high frequency uncertainties. In this research a two-degree-of–freedom (2DOF) position controller has been designed and implemented for undesirable vibration regulation and robust performance achievement on a servo hydraulic table. In this regard various elements of the system are modeled and then the servo hydraulic table nominal system and uncertainty are identified using grey-box method. The 2DOF robust controller is designed using general H∞ framework and analyzed by structured singular value, Mu. The feedback block of controller is used to reduce the effect of uncertainty, measurement noises and reject disturbances, whereas the forward controller shapes the command signals to improve the performance. The designed controller has been implemented on the servo hydraulic test rig in order to track sine and trapezoid position command signals. It has been observed that the controller has a more accurate performance and faster time response than the common robust controller with just one feedback block. Extensive experimental results of the developed controller indicate robust performance and acceptable response to disturbance and measurement noise rejection in the defined uncertainty range.

1- مقدمه

سیستم‌های سروهیدرلیک نسبت به سایر سیستم‌های مکانیکی و الکتریکی دارای مزیت‌های نسبی زیادی می‌باشند که مهم‌ترین آنها نسبت پایین وزن به توان و دقت بالا بوده و معایب آنها نیز هزینه نسبتا زیاد و رفتار غیرخطی شیرهای هیدرولیکی است. با توجه به این مزایا، گستره کاری سیستم‌های سروهیدرولیک به صورت روز افزونی در حال رشد بوده و بهبود همزمان سرعت و دقت این سیستم‌ها، از نیازهای صنایع مختلف می‌باشد.

یکی از مشکلات در زمینه افزایش سرعت و دقت کاری سیستم‌های

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:
S. H. Ghorashi, B. Moetakef Imani, Design and Implementation of a 2DOF Robust controller for Servo-Hydraulic Table, *Modares Mechanical Engineering,* Vol. 14, No. 15, pp. 207-217, 2015 (In Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-03-29]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.48.5]

سروهیدرولیک، ارتعاشات تجهیزات مکانیکی متصل به عملگر می‌باشد. به عنوان مثال در بسیاری از روبات‌های دارای عملگرهای سروهیدرولیک، حرکت سریع بازوها می‌تواند باعث تحریک فرکانس طبیعی بازو و ایجاد نوسانات نامطلوب و کاهش دقت گردد. بنابراین در نظر گرفتن انعطاف‌پذیری اجزای مکانیکی متصل به عملگر و تحلیل ارتعاشات آن‌ها اجتناب ناپذیر است[1].

گزینه افزایش صلبیت اجزای مکانیکی جهت افزایش فرکانس طبیعی سیستم مکانیکی و کاهش ارتعاشات، منجر به افزایش وزن و نیاز به عملگرهایی با توان بالاتر و در مجموع افزایش هزینه می‌گردد. در صنایع پیشرفته مانند هوا-فضا (به عنوان مثال روبات در یک فضا پیما) محدودیت‌های زیادی در افزایش وزن وجود دارد[2].

گزینه مناسب برای حل این مشکل، ارتقای سیستم کنترلی با هدف حداقل‌سازی ارتعاشات ناخواسته سیستم‌های مکانیکی متصل به عملگر سروهیدرولیک و افزایش قابلیت ردیابی[1] می‌باشد. علاوه بر این، بهینه‌سازی مسیر حرکت و جلوگیری از تغییرات ناگهانی سیگنال مرجع ورودی نیز می‌تواند به کاهش ارتعاشات کمک کند[3].

جهت بررسی پژوهش‌های انجام شده در این زمینه، در ادامه منابع معتبر در زمینه کنترل موقعیت سیستم‌های سروهیدرولیک و استفاده از کنترل مقاوم نرم بی‌نهایت در این سیستم‌ها مرور می‌گردد.

پژوهش‌های مختلفی در زمینه کنترل سیستم‌های سروهیدرولیک انجام شده و الگوریتم‌های مختلف کنترلی در این زمینه استفاده شده است. جلالی روش‌های مختلف کنترلی این سیستم‌ها را تا سال 2003 بررسی کرده است[4]. در این روش‌ها، بررسی رفتار سیستم سروهیدرولیک به تنهایی ارائه شده و درباره عدم تحریک اجزای متصل به عملگر سروهیدرولیک توضیحاتی ارائه نشده است.

یانفجون و همکاران برای ردیابی موقعیت پلتفرم[2] در ربات موازی شش درجه آزادی، کنترل‌گر مقاوم طراحی و پیاده سازی کرده‌اند [5]. در این روبات موقعیت نگهدارنده با کمک شش سیلندر سروهیدرولیک، به عنوان شش بازو تعیین می‌گردد. مهم‌ترین چالش در این پژوهش، عدم قطعیت[3] نیروهای وارد بر پلتفرم بوده است. کنترل‌گر طراحی شده از نوع مد لغزشی[4] بوده که با استفاده از به روز رسانی پارامترهای آن ارتقا داده شده و برای جبران اثر عدم قطعیت از حسگرهای نیرو در هر بازو استفاده گردیده است. کنترلگر طراحی شده بر روی روبات پیاده سازی گردید که نتایج تجربی مؤید افزایش دقت سیستم نسبت به کنترلگر PID می‌باشد. مسیر حرکت برای این روبات، موج سینوسی با فرکانس حدود 0/1 هرتز بوده و خطای موقعیت دارای نوسانات فرکانس بالا نیز می‌باشد. البته در این پژوهش بازوها به صورت صلب مدل‌سازی شده‌اند که ارتعاشات فرکانس بالای سیستم می‌تواند ناشی از عدم در نظر گرفتن انعطاف‌پذیری آن‌ها باشد. در این مقاله به عدم تحریک ارتعاشات نامطلوب سیستم مکانیکی متصل به عملگر هیدرولیکی پرداخته نشده است.

تعدادی از پژوهش‌های به روز منتشر شده در زمینه مدل‌سازی و کنترل سیستم‌های سروهیدرولیک، عدم ایجاد ارتعاشات ناخواسته را بررسی کرده و با ارتقای کنترلگر، این نوسانات را کاهش داده‌اند. به عنوان نمونه می‌توان به مقاله گوانگ و خواجه‌پور اشاره نموده که برای تنظیم موقعیت بازوی روبات یک درجه آزادی (مشابه با جرثقیل‌های صنعتی) کنترلگر مقاوم طراحی کرده‌اند[6]. در این پژوهش، از دو حلقه کنترلی استفاده شده که کنترلگر حلقه داخلی با روش گام به عقب[5] و استفاده از پس‌خور گشتاور ایجاد شده توسط سیلندر هیدرولیک، طراحی شده است. در طراحی کنترلگر حلقه دوم (حلقه بیرونی) از روش مد لغزشی و پسخور زاویه بازو استفاده شده که بهره مد لغزشی با استفاده از الگوریتم جایابی قطب[6] محاسبه شده است. عملکرد سیستم کنترلی طراحی شده با شبیه‌سازی مدل غیرخطی در حوزه زمان ارزیابی گردیده است. مقاوم بودن کنترل‌گر با بررسی پاسخ شبیه‌سازی زمانی سیستم، بازای مقادیر مختلف جرمی در نوک بازو تایید شده است. برمبنای این نتایج، استفاده از سیستم کنترلی پیشنهادی باعث حذف ارتعاشات بازو شده، ولی در حالت کلی سیستم دارای فراجهش یا فروجهش می‌باشد، که برای سیستم واقعی (جرثقیل صنعتی) می‌تواند خطرآفرین باشد. همچنین استفاده از حلقه کنترل داخلی، نیاز به حسگر گشتاور یا نیرو داشته که علاوه بر افزایش هزینه، می‌تواند منجر به افزایش عدم قطعیت اندازه‌گیری گردد.

در کنترلگرهای رایج که فقط دارای بلوک پس‌خور هستند، دست‌یابی به ردیابی با دقت مطلوب در حضور اغتشاش در یک پهنای فرکانس کاری، امکان‌پذیر نمی‌باشد. برای حل این مشکل، کنترلگرهای دو درجه آزادی پیشنهاد شده است. یانگمن و همکاران با استفاده از کنترلگر دو درجه آزادی مقاوم نرم بی‌نهایت[7]، قابلیت ردیابی در سیستم سروهیدرولیک را افزایش داده‌اند[7]. آنها در مرحله اول کنترلگر پسخوری را جهت شکل‌دهی مناسب پاسخ فرکانسی تابع حساسیت[8]، کسب پایداری مقاوم[9] سیستم و حداکثر فرکانس کاری سیستم حلقه بسته طراحی کرده‌اند. در مرحله دوم کنترلگر پیشرو جهت حداقل‌سازی خطا (افزایش دقت) محاسبه شده است. این کنترلگر بر روی حلقه سخت‌افزاری[10] ماشین کمباین جهت تنظیم ارتفاع نوک بازوی جمع‌آوری کننده، پیاده‌سازی شده است. نتایج این پیاده‌سازی مؤید صحت عملکرد این کنترلگر می‌باشد. به علت محدودیت‌های فیزیکی سیستم، فرکانس کاری در این پژوهش به 0/52 هرتز محدود شده است. علاوه بر این بررسی نتایج پیاده سازی کنترلگر طراحی شده بر روی سیستم واقعی، نشان‌دهنده وجود ارتعاشات نامطلوب در سیگنال موقعیت اندازه‌گیری شده می‌باشد.

یکی دیگر از پژوهش‌های معتبر منتشر شده در این زمینه، مقاله کارپنکو و سپهری [8] می‌باشد. آنها با استفاده از روش QFT[11] و به‌کارگیری همزمان کنترلگر پس‌خور و پیش‌خور، سیستم کنترل مقاوم دو درجه آزادی برای سیستم سروهیدرولیک طراحی کرده‌اند. در این مقاله دو کنترلگر، یکی برای ورودی‌های کند و دیگری برای ورودی‌های سریع طراحی و بر روی بستر آزمایش سروهیدرلیک پیاده‌سازی شده‌اند. پاسخ زمانی کنترلگر سریع‌تر دارای فراجهش نامطلوب بوده و کنترلگر دیگر نیز زمان نشست طولانی‌تر دارد. در این بستر آزمایش، اجزای مکانیکی متصل به سیلندر هیدرولیک صلبیت بالایی داشته و عدم تحریک سیستم مکانیکی انعطاف‌پذیر بر اثر عملکرد سیستم کنترلی، قابل تحقیق نمی‌باشد.

با توجه به مقالات به روز مرور شده، پژوهش‌های کاربردی محدودی در زمینه طراحی کنترلگر مقاوم به منظور ردیابی موقعیت در سیستم‌های سروهیدرولیک با در نظر گرفتن همزمان اثر انعطاف‌پذیری اجزای و

1- Tracking
2- Platform
3- Uncertainty
4- Sliding mode

5- Back stepping
6- Pole Placement
7- H^{∞} Robust Controller
8- Sensitivity function
9- Robust Stability
10- Hardware-In the-Loop
11- Quantitative Feedback Theory

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-03-29]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.48.5]

عدم‌قطعیت‌ها انجام شده است. با توجه به پیچیدگی سیستم‌های سروهیدرولیک، طراحی و پیاده‌سازی کنترلگر بر روی بستر آزمایش، بهترین روش برای ارزیابی و اطمینان از تامین نیازهای سیستم کنترلی می‌باشد. در بیشتر پژوهش‌های انجام شده، اثر نویز اندازه‌گیری به طور همزمان با سایر مشکلات مانند انعطاف‌پذیری اجزای مکانیکی متصل به عملگر و عدم قطعیت‌ها، در نظر گرفته نشده است. مهم‌ترین هدف این پژوهش، طراحی و پیاده‌سازی کنترلگر موقعیت برای سیستم سروهیدرولیک دارای اجزای انعطاف‌پذیر با شرط عدم ایجاد ارتعاشات ناخواسته و افزایش قابلیت ردیابی سیگنال مرجع می‌باشد.

در ادامه این مقاله و در بخش 2 تئوری طراحی و تحلیل کنترلگر مقاوم نرم بی‌نهایت ارائه می‌گردد. بستر آزمایش سروهیدرولیک مورد استفاده جهت پیاده‌سازی کنترلگرهای طراحی شده و ارزیابی تجربی عملکرد آنها در بخش 3 معرفی می‌شود. در بخش 4 ابتدا مدل ریاضی بستر آزمایش سروهیدرولیک محاسبه شده، سپس با کمک مدل خطی سیستم و استفاده از روش جعبه خاکستری[1] تابع سیستم نامی[2] و عدم قطعیت محاسبه می‌گردد. مساله کنترلی در بخش 5 تشریح شده و در بخش 6 کنترلگر مقاوم فقط دارای پسخور حالت و کنترلگر مقاوم دو درجه آزادی طراحی می‌شود. پیاده‌سازی و ارزیابی تجربی عملکرد کنترلگرهای طراحی شده جهت ردیابی سیگنال‌های سینوسی و ذوزنقه‌ای در بخش 7 بیان شده و در بخش 8 نتیجه‌گیری و جمع بندی این پژوهش بیان می‌گردد.

2- تئوری طراحی و تحلیل کنترلگر مقاوم

ردیابی مطلوب سیگنال مرجع در حضور عدم قطعیت، نویز اندازه‌گیری و اغتشاشات مهم‌ترین چالش‌های طراحی کنترلگر است. استفاده از روش‌های طراحی و تحلیل کنترل مقاوم نرم‌بی‌نهایت می‌تواند یکی از مناسب‌ترین راه حل‌ها باشد. در ادامه و در سه قسمت، روش طراحی کنترلگر مقاوم در حالت رایج، روش طراحی کنترلگر مقاوم دو درجه آزادی و تحلیل آ به اختصار بیان می‌گردد.

2-1- تئوری کنترلگر مقاوم نرم بی‌نهایت

در روش کنترل مقاوم نرم بی‌نهایت، سیستم حلقه بسته مورد تحلیل قرار می‌گیرد. در شکل 1 بلوک دیاگرام سیستم کنترلی حلقه بسته رایج (دارای فقط کنترلگر پس‌خور) نشان داده شده است. رابطه بین ورودی و خروجی این سیستم در معادله‌های 1 الی 6 ارائه شده است.

$$L = GK \quad (1)$$

$$S = \frac{1}{1+L} \quad (2)$$

$$T = \frac{L}{1+L} \quad (3)$$

$$y = Tr + Sd - Tn \quad (4)$$

$$e = -Sr + Sd - Tn \quad (5)$$

$$u = KSr - KSd - KSn \quad (6)$$

d سیگنال اغتشاش
e سیگنال خطا
n نویز اندازه گیری
r سیگنال مرجع
u سیگنال فرمان
y خروجی
K کنترلگر با ضرایب ثابت
G تابع تبدیل نامی سیستم
L تابع تبدیل حلقه
S تابع حساسیت
T تابع مکمل حساسیت

به منظور تعریف خروجی‌های مطلوب سیستم حلقه بسته در طراحی کنترلگر مقاوم به روش حساسیت مخلوط[3] از توابع وزنی استفاده می‌گردد. این توابع مطابق شکل 2 به بلوک دیاگرام سیستم حلقه بسته (شکل 1) اضافه می‌گردند[9]. در این حالت ورودی سیستم سیگنال ورودی w و خروجی بردار z می‌باشد. رابطه بین ورودی و خروجی در معادله 7 ارائه شده است. در این بلوک دیاگرام Wu_1 برای وزن‌دهی سیگنال خروجی (معادله 4)، Wp_1 برای وزن‌دهی سیگنال خطا (معادله 5) و Wt_1 برای وزن‌دهی سیگنال فرمان (معادله 6) استفاده می‌گردد[9].

$$N_1 = \begin{bmatrix} Wp_1 S \\ Wu_1 T \\ Wt_1 KS \end{bmatrix} \quad (7)$$

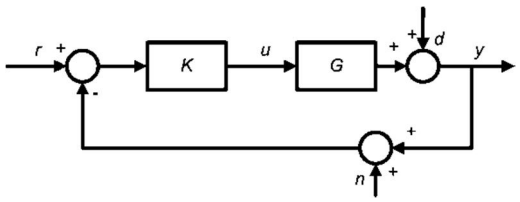
N_1 تابع برای طراحی کنترلگر به روش حساسیت مخلوط
Wp_1 تابع وزنی کارایی
Wu_1 تابع وزنی سیگنال خروجی
Wt_1 تابع وزنی سیگنال فرمان

جهت محاسبه کنترلگر مقاوم نرم بی‌نهایت، بلوک دیاگرام سیستم حلقه بسته باید به قالب استاندارد مطابق شکل 3 تبدیل گردد. ورودی و خروجی این سیستم در معادله 8 و 9 ارائه شده است.

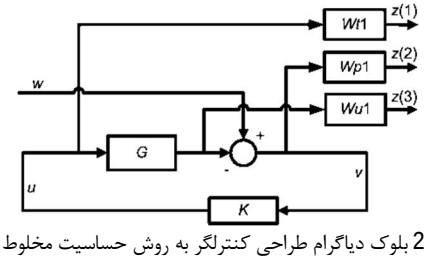
$$\begin{bmatrix} z \\ v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{11} & P_{12} \\ P_{21} & P_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$N = P_{11} + P_{12}K(I - P_{22}K)^{-1}P_{21} \quad (9)$$

N تابع بین ورودی و خروجی سیستم حلقه بسته در قالب استاندارد
P تابع سیستم بدون کنترلگر در قالب استاندارد
z خروجی سیستم حلقه بسته در قالب استاندارد
w ورودی سیستم حلقه بسته در قالب استاندارد
v ورودی کنترلگر در قالب استاندارد



شکل 1 بلوک دیاگرام سیستم حلقه بسته



شکل 2 بلوک دیاگرام طراحی کنترلگر به روش حساسیت مخلوط

1- Gray box system identification
2- Nominal system
3- Mixed Sensitivity

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-03-29]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.48.5]

کنترلگر K با هدف حداقل سازی نرم بی‌نهایت تابع N محاسبه می‌شود. در این راستا، ابتدا تابع P به قالب فضای حالت ارائه شده در معادله 10 تبدیل شده و در صورت برآورده سازی شرایط الف-1 الی الف-4 کنترلگر K قابل محاسبه می‌باشد[10].

$$P = \begin{bmatrix} A & B_1 & B_2 \\ C_1 & D_{11} & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & D_{22} \end{bmatrix} \quad (10)$$

الف1- (A, B_2) کنترل پذیر و (C_2, A) مشاهده پذیر

الف2- $D_{12} = \begin{bmatrix} 0 \\ I \end{bmatrix}, D_{21} = [0 \quad I]$

الف3- $\begin{bmatrix} A - jwI & B_2 \\ C_1 & D_{12} \end{bmatrix}$ دارای مرتبه کامل ستونی بازای تمام مقادیر w

الف4- $\begin{bmatrix} A - jwI & B_1 \\ C_2 & D_{21} \end{bmatrix}$ دارای مرتبه کامل سطری بازای تمام مقادیر w

مراحل محاسبه کنترلگر مقاوم نرم بی نهایت به شرح ذیل می‌باشد[9].

قدم اول: حدس مقادیر اولیه γ (معادله11)

$$||N||_\infty < \gamma \quad (11)$$

قدم دوم: محاسبه $X_\infty \geq 0$ مطابق معادله 12

$$A^T X_\infty + X_\infty A + C_1^T C_1 + X_\infty(\gamma^{-2} B_1 B_1^T - B_2 B_2^T) X_\infty = 0$$
$$\text{Re}\,\lambda_i\,[A + (\gamma^{-2} B_1 B_1^T - B_2 B_2^T) X_\infty] < 0\,, \forall i \quad (12)$$

قدم سوم: محاسبه $Y_\infty \geq 0$ مطابق معادله 13

$$AY_\infty + Y_\infty A^T + B_1 B_1^T + Y_\infty(\gamma^{-2} C_1^T C_1 - C_2^T C_2) Y_\infty = 0$$
$$\text{Re}\,\lambda_i\,[A + Y_\infty(\gamma^{-2} C_1^T C_1 - C_2^T C_2)] < 0\,, \forall i \quad (13)$$

قدم سوم: محاسبه کنترلگر طبق معادلات 14 الی 18

$$K(s) = -Z_\infty L_\infty (sI - A_\infty)^{-1} F_\infty \quad (14)$$

$$F_\infty = -B_2^T X_\infty \quad (15)$$

$$L_\infty = -Y_\infty C_2^T \quad (16)$$

$$Z_\infty = (I - \gamma^{-2} Y_\infty X_\infty)^{-1} \quad (17)$$

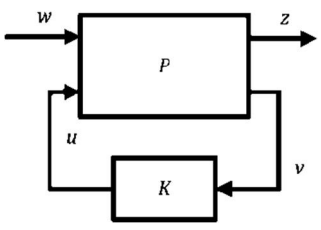
$$A_\infty = A + \gamma^{-2} B_1 B_1^T X_\infty + B_2 F_\infty + Z_\infty L_\infty C_2 \quad (18)$$

قدم چهارم : کاهش اندازه γ و تکرار قدم دوم الی سوم جهت محاسبه حداقل γ

توضیحات کامل درباره فرضیات الف-1 الی الف-4 و روش محاسبه K در مراجع [9] و [10] ارائه شده است.

2-2- تئوری کنترلگر دو درجه آزادی

اگر پاسخ فرکانسی اغتشاش وارد به سیستم، مشابه با پاسخ فرکانسی تابع سیستم نامی باشد، کسب همزمان ردیابی مناسب و حذف اغتشاش امکان‌پذیر نیست[9]. در این حالت از کنترلگر دو درجه آزادی مطابق شکل 4 استفاده می‌گردد. این سیستم کنترلی، دارای دو تابع تبدیل مستقل می‌باشد. Ks کنترلگر پس‌خور بوده و وظیفه آن پایداری وکاهش اثر عدم قطعیت، حذف نویز اندازه‌گیری و دفع اغتشاش می‌باشد. K_1 کنترلگر پیشرو بوده و وظیفه آن بهبود قابلیت ردیابی سیستم است. رابطه بین سیگنال ورودی و خروجی در معادله 19 ارائه شده است.



شکل 3 قالب استاندارد بلوک دیاگرام طراحی کنترلگر مقاوم

$$T_{2D} = \frac{y}{r} = \frac{K_1 K_s G}{1 + K_s G} \quad (19)$$

T_{2D} تابع سیستم حلقه بسته با کنترلگر دو درجه آزادی

K_s کنترلگر پسخور در سیستم کنترلی دو درجه آزادی

K_1 تابع پیشرو

به منظور طراحی کنترلگر دو درجه آزادی، تابع تبدیل مرجع مطابق شکل 5 به بلوک دیاگرام سیستم حلقه بسته (شکل 4) اضافه می‌گردد. تابع مرجع بازای سیگنال ورودی r دارای خروجی مطلوب می‌باشد. در این سیستم خطا بر مبنای اختلاف پاسخ سیستم حلقه بسته و پاسخ تابع مرجع محاسبه می‌شود.

در این پژوهش برای طراحی کنترلگر دو درجه آزادی، ابتدا Ks طراحی می‌گردد، سپس کنترلگر پیشرو، با هدف کاهش خطا بین تابع سیستم حلقه بسته و تابع سیستم مرجع طراحی می‌شود. برای حداقل‌سازی خطا، پاسخ فرکانسی این دو تابع باید مشابه یکدیگر باشد. تابع بین ورودی وخروجی بلوک دیاگرام شکل 5 در معادله 20 ارائه شده است.

$$N_2 = \frac{e}{r} = \frac{K_1 K_s G}{1 + K_s G} - T_{ref} \quad (20)$$

T_{ref} تابع تبدیل مرجع

N_2 تابع جهت طراحی کنترلگر پیشرو

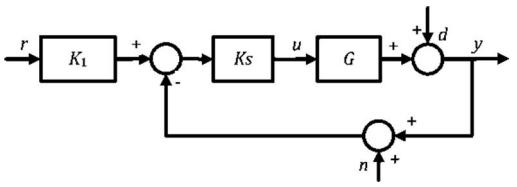
برای محاسبه کنترلگر پیشرو، بلوک دیاگرام شکل 5 به قالب استاندارد شکل 3 تبدیل می‌گردد. در این مرحله با استفاده از الگوریتم طراحی کنترلگر مقاوم، کنترلگر K_1 با هدف حداقل‌سازی نرم بی‌نهایت N_2 محاسبه می‌گردد.

در مرجع [9] توضیحات کامل در زمینه نحوه محاسبه کنترلگر مقاوم دو درجه آزادی نرم بی‌نهایت ارائه شده است.

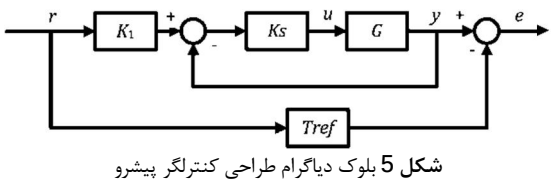
2-3- تحلیل μ[1]

ارزیابی تئوری کنترلگرهای طراحی شده در این پژوهش با روش تحلیل μ انجام می‌شود. تحلیل میو برای پایداری مقاوم سیستم کنترلی تعریف می‌گردد. لذا برای بررسی کارایی مقاوم[2] به این روش، باید مساله کارایی مقاوم با کمک تعریف عدم قطعیت مجازی، به مساله پایداری مقاوم تبدیل شده، سپس تحلیل میو انجام شود.

برای بررسی پایداری مقاوم سیستم حلقه بسته با استفاده از این روش، بلوک دیاگرام سیستم حلقه بسته باید به قالب استاندارد M-Δ (شکل 6)



شکل 4 بلوک دیاگرام سیستم حلقه بسته دو درجه آزادی



شکل 5 بلوک دیاگرام طراحی کنترلگر پیشرو

1- Structured singular value
2- Robust Performance

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-03-29]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.48.5]

تبدیل گردد. اندازه μ برای این سیستم در معادله 21 تعریف می‌شود. شرط پایداری مقاوم، کمتر از یک بودن اندازه μ می‌باشد[9].

$$\mu(M) \triangleq \frac{1}{\min\{K_m \mid \det(I - K_m M\Delta) = 0\ ,\ \bar{\sigma}(\Delta) \le 1\}} \quad (21)$$

$\bar{\sigma}$ بزرگترین مقدار تکین[1]

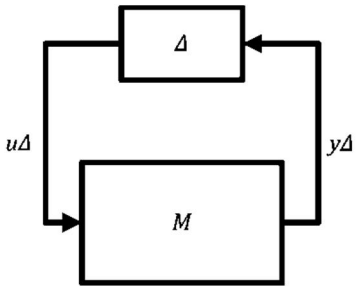
جهت تعیین کارایی مقاوم، ابتدا توابع وزنی برای تعریف خروجی مطلوب، مطابق شکل 7 به تابع تبدیل سیستم حلقه بسته اضافه می‌گردد. سپس جهت محاسبه μ، این بلوک دیاگرام به قالب استاندارد N-Δ مطابق شکل 8 تبدیل می‌شود. با تعریف عدم قطعیت مجازی Δ_p (شکل 9)، قالب N-Δ به قالب استاندارد M-Δ تبدیل شده و اندازه μ برای آن محاسبه می‌گردد.

μ برابر یک، مرز کارایی مقاوم سیستم حلقه بسته بوده و کمتر از یک بودن μ، بیانگر عدم استفاده از تمام قابلیت‌های سیستم می‌باشد. در صورت ثابت بودن عدم قطعیت، می‌توان با تغییر توابع وزنی در طراحی کنترلگر، کارایی سیستم حلقه بسته را افزایش داد تا μ تقریبا برابر یک (باندازه ε کمتر از یک) گردد.

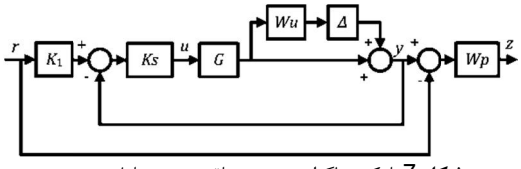
در مراجع [9] توضیحات کامل در زمینه نحوه محاسبه اندازه μ ارائه شده است. در این پژوهش محاسبات مربوط به طراحی کنترلگر و انداز μ با استفاده از نرم افزار MATLAB و جعبه ابزار کنترل مقاوم انجام می‌شود[11].

3- معرفی میز سروهیدرولیک

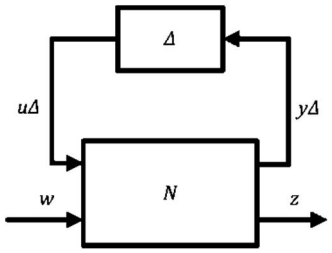
طراحی مدار سروهیدرولیک نکات ویژه‌ای دارد که ویرسما توضیحات ارزشمندی در این زمینه بیان نموده [12] و در طراحی میز سروهیدرولیک از آن‌ها بهره گرفته شده است. مهم‌ترین نکته که در مدل‌سازی ریاضی سیستم نیز موثر است، استفاده از حداقل دو انباره می‌باشد. انباره اول بعد از پمپ و به



شکل 6 بلوک دیاگرام قالب استاندارد M-Δ

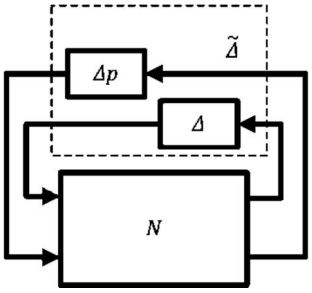


شکل 7 بلوک دیاگرام سیستم حلقه بسته تحلیل μ



شکل 8 بلوک دیاگرام قالب استاندارد N-Δ

1- Singular value



شکل 9 تبدیل بلوک دیاگرام N-Δ به M-Δ

منظور جبران نوسانات فشار پمپ و انباره دوم قبل از شیر سرو و به منظور جبران نوسانات دبی در طول مسیر انتقال روغن، نصب می‌گردد.

میز سروهیدرولیک و منبع قدرت آن در آزمایشگاه طراحی و ساخت به کمک کامپیوتر دانشگاه فردوسی مشهد طراحی و ساخته شده است. مشخصات این میز در جدول 1 ارائه شده است. در شکل 10 میز سروهیدرولیک و منبع قدرت آن نشان داده شده است.

مجموعه میز سروهیدرولیک دارای بخش منبع قدرت، شیر سروهیدرولیک، سیلندر هیدرولیک و جرم و فنر متصل به سیلندر هیدرولیک می‌باشد. روغن ابتدا وارد شیر سرو شده و با توجه سیگنال ولتاژ اعمالی به این شیر، به طرف سیلندر هیدرولیک هدایت می‌گردد. دبی روغن وارد شده به سیلندر باعث حرکت محور سیلندر می‌شود، که این حرکت از طریق فنر فلزی به جرم دوم منتقل می‌گردد (شکل 11).

جرم و فنر متصل به سیلندر هیدرولیک (شکل 11) معادل با انعطاف‌پذیری مجموعه مکانیکی متصل به عملگر سروهیدرولیک بوده که تغییر اندازه جرم دوم، مانند جرم‌های متفاوت مجموعه مکانیکی در کاربرد صنعتی است. میرایی این جرم و فنر، ناشی از میرایی سازه‌ای فنر و اصطکاک خشک ریل و جرم می‌باشد.

4- مدل‌سازی ریاضی میز سروهیدرولیک

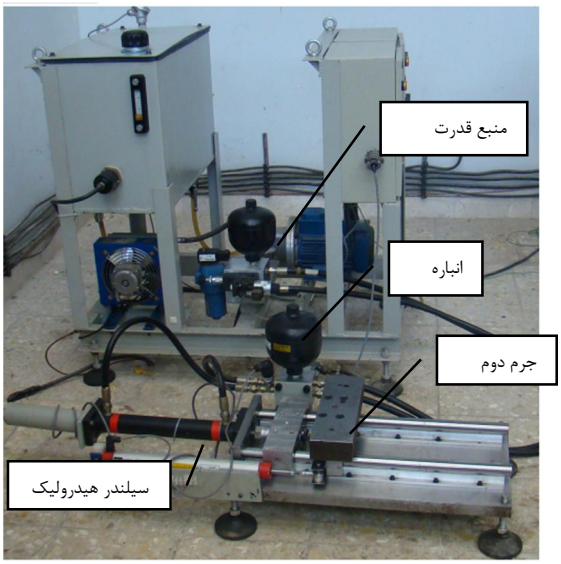
مقالات و کتاب‌های بسیاری در زمینه مدل‌سازی المان‌های مختلف سیستم‌های سروهیدرولیکی نوشته شده است. مریت مدل ریاضی المان‌های مختلف مانند شیرسرو و سیلندر را به طور کامل ارائه نموده است[13]. سعادت و صدوقی نیز مدل دینامیکی شیرسرو را تحلیل کرده‌اند[14].

زیر سیستم‌های اصلی میز سروهیدرولیک جهت مدل‌سازی ریاضی شیرسرو، سیلندر هیدرولیک و جرم متحرک می‌باشد که در ادامه روابط ریاضی آنها بر مبنای داده‌های ارائه شده توسط سازنده بیان می‌گردد. با توجه به رعایت نکات مربوط به طراحی سیستم‌های سروهیدرولیک، دینامیک مربوط به منبع قدرت قابل صرفنظر می‌باشد[۴،12].

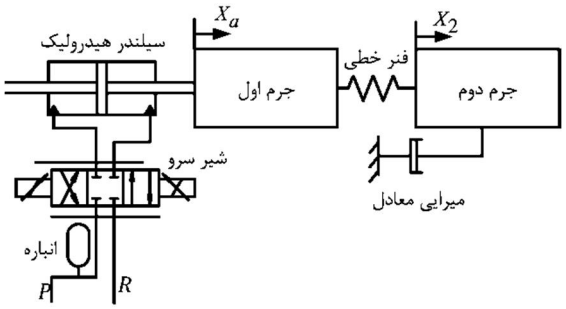
جدول 1 مشخصات میز آزمایش هیدرولیک

عملگر	سیلندر هیدرولیک دو طرفه – متقارن
شیر سرو	دوطبقه با پسخور مکانیکی، دبی نامی10 لیتر بر دقیقه
طول کورس	200 میلی متر
حداکثر نیرو	5 کیلو نیوتن
حداکثر سرعت	50 میلی متر بر ثانیه
حسگر موقعیت	مقاومتی مدل LPC-300 با دقت 0/1 میلی متر
انباره	حجم 1/4 لیتر و فشار پیش بار 80 بار
سیستم	Advantech PCI 1711
اکتساب داده	زمان نمونه برداری 1میلی‌ثانیه

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-03-29]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.48.5]



شکل 10 میز سروهیدرولیک



شکل 11 مدل میز سروهیدرولیک

4-1-مدل ریاضی شیر سرو

ورودی شیرسرو، جریان الکتریکی و خروجی آن، دبی روغن می‌باشد. از طرفی خروجی سخت‌افزار کنترلی، ولتاژ است. معادله 22 برای رابطه ولتاژ و جریان در نظر گرفته می‌شود.

$$\frac{i}{v} = \frac{1}{R_v} \quad (22)$$

R_v مقاومت الکتریکی معادل شیر سرو

v ولتاژ تحریک شیر سرو

مدل ریاضی شیرسرو شامل دو بخش تابع بین موقعیت اسپول و جریان تحریک و تابع بین دبی خروجی شیر و موقعیت اسپول می‌باشد.

رابطه بین موقعیت اسپول و جریان تحریک برمبنای اطلاعات سازنده [15] تا فرکانس صد هرتز با استفاده از تابع تبدیل درجه یک (در فضای لاپلاس) ارائه شده در معادله 23، قابل بیان می‌باشد[16].

$$\frac{x_s}{i} = \frac{C_v}{1 + 0.002\,s} = C_v G_v \quad (23)$$

x_s موقعیت اسپول شیرسرو

i جریان تحریک شیرسرو

C_v بهره استاتیک اسپول شیر سرو

G_v تابع دینامیک شیر سرو با بهره استاتیک یک

رابطه بین موقعیت اسپول و دبی عبوری از شیرسرو در معادله 24 ارائه شده است.

$$Q = C_q x_s \sqrt{(P_s - P_L)} \quad (24)$$

Q دبی عبوری از شیر سرو

P_s فشار پمپ

P_L فشار بار (اختلاف فشار دو خروجی شیر سرو)

C_q ضریب دبی شیر سرو

موثرترین عبارت غیرخطی در معادلات دینامیکی سیستم‌های سروهیدرولیک، معادله 24 می‌باشد[17]. رابطه خطی‌سازی شده آن حول نقطه تعادل ($P_L=0$, $X_s=0$) در معادله 25 ارائه شده است.

$$Q = C_q \sqrt{P_s} x_s \quad (25)$$

با استفاده از معادلات 22 الی 25، رابطه خطی بین دبی و سیگنال تحریک در معادله 26 بیان شده است.

$$\frac{Q}{v} = \frac{C_q \sqrt{P_s} C_v}{R_v} G_v = C_1 G_v \quad (26)$$

C_1 بهره استاتیک تابع خطی دبی و سیگنال تحریک

4-2- مدل ریاضی سیلندر هیدرولیک

دینامیک سیلندر هیدرولیک با دو معادله دیفرانسیل ارائه شده در معادله‌های 27 و 28 بیان می‌گردد. معادله 27 رابطه بقای جرم در سیلندر هیدرولیک با فرض تقارن دو طرف سیلندر می‌باشد[4]. معادله 28 رابطه حرکت جرم محور سیلندر و سایر قطعات متصل به آن می‌باشد.

$$\dot{P}_L = \frac{\beta}{V_a}(Q - A_a \dot{x}_a) \quad (27)$$

$$\ddot{x}_a = \frac{1}{M_a}(P_L A_a - B_a \dot{x}_a - K x_a + K x_2) \quad (28)$$

β ضریب تراکم پذیری روغن ($1/5\times10^9$ کیلوگرم بر متر مکعب)

V_a میانگین حجم سیلندر هیدرولیک ($1/35\times10^{-4}$ متر مکعب)

A_a سطح مقطع سیلندر هیدرولیک ($7/66\times10^{-5}$ متر مربع)

M_a جرم متحرک سیلندر هیدرولیک (11/5 کیلوگرم)

B_a میرایی سیلندر هیدرولیک (350 نیوتن ثانیه بر متر)

K سختی فنر (3/1 کیلو نیوتن بر متر)

x_2 موقعیت جرم دوم

x_a موقعیت سیلندر هیدرولیک

با استفاده از معادلات 26 الی 28، تابع خطی بین موقعیت سیلندر، سیگنال ولتاژ تحریک و موقعیت جرم دوم در معادله 29 ارائه شده که تابع Gc (در فضای لاپلاس) در معادله 30 و ضریب C_2 در معادله 31 معرفی شده است.

$$x_a = \frac{\beta C_1 C_2}{V_a} G_v G_c \frac{1}{s} v + K C_2 G_c x_2 \quad (29)$$

$$G_c = \frac{1}{C_2 M_a s^2 + C_2 B_a s + 1} \quad (30)$$

$$C_2 = \frac{V_a}{K V_a + \beta A_a^2} \quad (31)$$

G_c تابع دینامیک سیلندرهیدرولیک با بهره استاتیک یک

4-3- مدل ریاضی جرم دوم

مهم‌ترین عامل ایجاد اغتشاش در میز سروهیدرولیک معرفی شده، نیروی اصطکاک خشک بین جرم دوم و ریل‌های آن می‌باشد. اصطکاک خشک غیر خطی بوده و در مدل‌سازی به صورت اصطکاک ویسکوز در نظر گرفته شده است[20].

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-03-29]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.48.5]

رابطه بین موقعیت جرم دوم و موقعیت سیلندر بر مبنای اصطکاک ویسکوز معادل، در معادله 32 ارائه شده است.

$$\ddot{x}_2 = \frac{1}{M_2}(-B_2\dot{x}_2 - K\,x_2 + K\,x_a) \quad (32)$$

M_2 اندازه جرم دوم

B_2 میرایی جرم دوم

4-4- مدل ریاضی میز سروهیدرولیک

دینامیک شیرسرو و سیلندر هیدرولیک ارائه شده در معادله 29 بسیار سریع بوده و در مدل ریاضی مورد استفاده جهت طراحی **کنترلگر**، قابل صرفنظر می‌باشند. نمودار پاسخ فرکانسی این دو تابع (Gc و $Gc.Gv$) در شکل 12رسم شده است. با حذف این دو تابع، معادله 29 ساده شده و به معادله 33 تبدیل می‌گردد.

$$x_a = \frac{C_3}{s}v + KC_2x_2 \quad (33)$$

C_3 بهره استاتیک تابع سیگنال تحریک و موقعیت سیلندر هیدرولیک

با ترکیب معادله 32 و 33 تابع تبدیل خطی بین سیگنال تحریک و موقعیت جرم دوم بدست می‌آید که در معادله 34 معرفی شده است.

$$G_3 = \frac{x_2}{v} = \frac{C}{s(s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2)} \quad (34)$$

C بهره استاتیک

ω_n فرکانس طبیعی نوسان

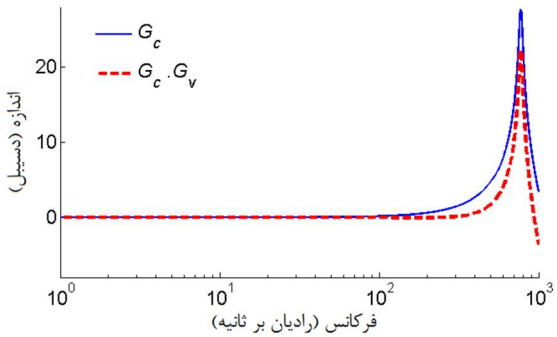
ξ ضریب میرایی

G_3 تابع بین سیگنال تحریک و موقعیت جرم دوم

4-5- شناسایی سیستم نامی

سیستم‌های سروهیدرولیک دارای عدم قطعیت بالایی بوده [17] و به طور معمول مدل‌های تحلیلی که اندازه پارامترها بر مبنای اندازه‌های فیزیکی المان‌ها بدست آمده است، دارای دقت مناسب نمی‌باشند[18]. لذا در بیشتر پژوهش‌ها، از روش شناسایی سیستم جعبه خاکستری برای تعیین اندازه ضرایب معادلات ریاضی سیستم استفاده شده است. در این روش، مدل ریاضی سیستم به صورت پارامتری بر مبنای معادلات دینامیکی سیستم بدست آمده (معادله 34) و اندازه ضرایب با استفاده از روش شناسایی محاسبه می‌گردد[19]. در این پژوهش نیز از این روش برای محاسبه تابع تبدیل سیستم استفاده می‌شود.

شناسایی سیستم نامی با استفاده از سیگنال تحریک از نوع PRMS[4] و شرایط معرفی شده در جدول 2، فشار کاری 100بار و اندازه جرم دوم 17 کیلوگرم انجام شده است. تابع تبدیل سیستم نامی شناسایی شده در حوزه لاپلاس در معادله 35 ارائه شده است.



شکل 12 نمودار پاسخ فرکانسی تابع دینامیکی شیرسرو وسیلندرهیدرولیک

جدول 2 مشخصات سیگنال شناسایی

نوع سیگنال	PRMS
محدوده دامنه	±1 ولت
فرکانس تغییر سطح دامنه	0/1 هرتز
مدت زمان شناسایی	5 ثانیه
زمان نمونه برداری	1 میلی ثانیه

$$G_n = \frac{x_2}{v} = \frac{11.5 \times 10^3}{s(s^2 + 3.6s + 1.9 \times 10^3)} \quad (35)$$

G_n تابع تبدیل نامی حلقه باز

4-6- مدل ریاضی عدم قطعیت

مهمترین عوامل ایجاد عدم قطعیت در سیستم میز سروهیدرولیک عبارتند از: تغییر فشار Ps، خطی‌سازی معادله 18 و تغییر اندازه جرم دوم. عدم قطعیت مجموعه سیستم را می‌توان از دو روش آزمون تجربی یا شبیه‌سازی زمانی مدل غیرخطی محاسبه کرد[17]. با توجه به اعتبار بیشتر آزمون تجربی و امکان انجام آزمایش‌های مورد نیاز، در این پژوهش برای تعیین عدم قطعیت فرکانس پایین از نه آزمون تجربی استفاده شده‌است. در این پژوهش از عدم قطعیت ضرب‌شونده، معرفی شده در معادله 36، استفاده می‌گردد[9].

$$G_p = G_n(1 + W_u\Delta) \quad (36)$$

G_p تابع حلقه باز شامل عدم قطعیت

W_u تابع وزنی عدم قطعیت

آزمون‌های تجربی بازای سه حالت فشار کاری 90، 100 و 110 بار و سه اندازه جرم دوم 14، 17 و 21 کیلوگرم انجام شده است. بازای این نه آزمون، نه مدل ریاضی (معادله 34) مشابه با روش شناسایی محاسبه و پاسخ فرکانسی آن‌ها در شکل 13رسم شده است. با استفاده از نه تابع شناسایی شده، تابع وزنی عدم قطعیت بازای سیستم نامی معادله 35 محاسبه و در معادله 37 ارائه شده است.

$$W_t = \frac{12.5\,(s + 5.65)^2}{(s + 63.25)^2} \quad (37)$$

5- تشریح مساله کنترلی

افزایش سرعت در سیستم‌های سروهیدرولیک، می‌تواند ارتعاشات نامطلوب در سیستم‌های مکانیکی انعطاف پذیر متصل به عملگر هیدرولیکی ایجاد کند. مناسب‌ترین گزینه در جهت کاهش این ارتعاشات، استفاده از کنترلگرهای پیشرفته می‌باشد. بنابراین هدف سیستم کنترلی در این پژوهش، ردیابی مناسب سیگنال مرجع موقعیت و جلوگیری از تحریک دینامیک‌های فرکانس بالای سیستم سروهیدرولیک می‌باشد. با توجه به تحلیل‌های انجام شده، جهت دستیابی همزمان به ردیابی مناسب و عدم تحریک دینامیک‌های فرکانس بالا، از کنترلگر مقاوم دو درجه آزادی استفاده می‌گردد.

لذا هدف اصلی طراحی کنترلگر پسخور Ks و کنترلگر پیشخور K_1 با شرایط زیر می باشد:

- اندازه T_{2D} (معادله 19) به ازای سیستم دارای عدم قطعیت در محدوده کاری سیستم برابر یک باشد (ردیابی مناسب)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-03-29]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.48.5]

- اندازه T (یا Ts) (معادله 3) در فرکانس‌های بالاتر از محدوده کاری به ازای سیستم دارای عدم قطعیت کمتر از یک بوده و با نرخ حداقل 20 دسیبل بازای ده رادیان بر ثانیه کاهش یابد (جلوگیری از تقویت نویز)

ارزیابی نهایی کنترلگر طراحی شده (بعد از حصول شرط μ کمتر از یک) با پیاده سازی آن بر روی میز سروهیدورلیک معرفی شده در بخش 4 انجام شده و پاسخ زمانی موقعیت جرم دوم به عنوان خروجی سیستم تحلیل می‌گردد. با توجه به محدودیت دبی پمپ، حداکثر سرعت قابل حصول بازای موج سینوسی، 90میلی‌متر بر ثانیه می‌باشد. لذا آزمون‌های تجربی در محدوده فرکانسی 0/1 تا 1 هرتز و دامنه 15 تا 75 میلی‌متر انجام گرفته و فرکانس کاری سیستم جهت طراحی و تحلیل کنترلگر 9 رادیان بر ثانیه در نظر گرفته می‌شود.

با توجه به اینکه سیستم کنترلی به صورت دیجیتال می‌باشد، برای طراحی کنترلگر، تابع سیستم نامی و توابع وزنی به حوزه Z منتقل شده و کنترلگر دیجیتال طراحی می‌گردد.

6- طراحی و تحلیل کنترلگر مقاوم

به منظور بررسی تاثیر استفاده از کنترلگر پیش‌خور، در قدم اول کنترلگر مقاوم فقط دارای بلوک پس‌خور با روش حساسیت مخلوط طراحی شده و سپس کنترلگر دو درجه آزادی طراحی می‌گردد.

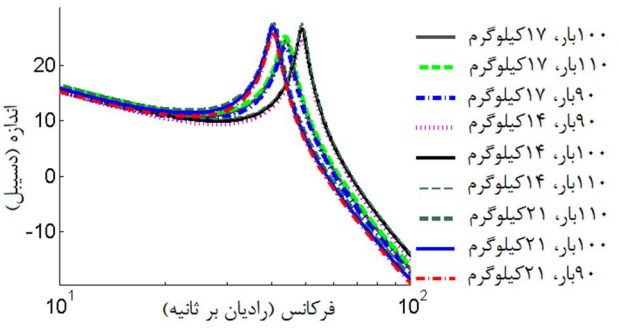
6-1- طراحی کنترلگر مقاوم فقط دارای بلوک پس‌خور

در قدم اول، با استفاده از روش حساسیت مخلوط برای سیستم نامی شناسایی شده، کنترلگر مقاوم طراحی می‌گردد. مهم‌ترین مشکل در این زمینه، وجود قطب در مبدأ است که باعث نقض شرط الف-3 می‌گردد. برای رفع آن، محل قطب مبدأ به 0/1- منتقل و کنترلگر برای تابع تبدیل معادله 38 محاسبه می‌گردد[10]. در این حالت نرم بی‌نهایت تابع N به ازای تابع تبدیل G_4 حداقل شده، در حالی‌که نرم بی‌نهایت تابع N به ازای G_n (معادله 35) حداقل نمی‌شود[10].

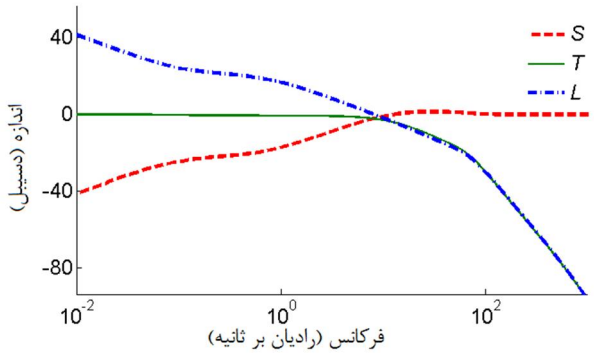
$$G_4 = \frac{11.5 \times 10^3}{(s + 0.1)(s^2 + 3.6s + 1.9 \times 10^3)} \quad (38)$$

توابع وزنی مورد استفاده جهت طراحی کنترلگر به شرح زیر انتخاب می‌شوند:

- تابع وزنی Wt_1 برابر تابع وزنی عدم قطعیت ارائه شده در معادله 37
- تابع Wu_1 به منظور کاهش اثر نویز (معادله 39)
- تابع Wp_1 با هدف افزایش قابلیت ردیابی سیستم به شرط μ کمتر از یک (معادله 40)



شکل 13 پاسخ فرکانسی سیستم حلقه باز بازای شرایط مختلف کاری



شکل 14 نمودار پاسخ فرکانسی سیستم حلقه بسته بازای کنترلگر مقاوم فقط دارای بلوک پسخور

توابع Wu_1 و Wp_1 پس از چندین مرتبه تکرار جهت دستیابی به خروجی مطلوب انتخاب می‌شوند. کنترلگر طراحی شده در معادله 41 ارائه شده و نمودار پاسخ فرکانسی سیستم حلقه بسته در شکل 14 رسم شده است. اندازه μ بازای عدم قطعیت معادله 37 و تابع وزنی کارایی معادله 40 برابر با 0/993 می‌باشد.

$$Wu_1 = \frac{3.33\,(z - 0.9997)}{z - 0.998} \quad (39)$$

$$Wp_1 = \frac{0.005\,(z + 0.4395)}{(z - 0.9993)} \quad (40)$$

$$K = \frac{0.06(z + 0.999)(z - 0.999)(z - 0.998)}{(z - 0.971)(z - 0.9982)(z - 0.9993)} \times \frac{(z - 0.94)(z - 0.94)(z^2 - 1.99z + 0.996)}{(z - 0.9147)(z - 0.484)(z^2 - 1.922z + 0.9272)} \quad (41)$$

کنترلگر طراحی‌شده، توانایی حذف نویز و دفع اغتشاش را داشته، ولی قابلیت ردیابی آن ضعیف می‌باشد. تغییر توابع وزنی به منظور بهبود کارایی منجر به کاهش توانمندی دفع اغتشاش و افزایش اثر نویز می‌گردد. برای حل این مشکل، سیستم کنترلی دو درجه آزادی برای این دستگاه پیشنهاد می‌گردد.

6-2- طراحی کنترلگر مقاوم دو درجه آزادی

جهت طراحی کنترلگر دو درجه آزادی، با توجه به کنترلگر مقاوم محاسبه شده در معادله 41، کنترلگر Ks با هدف کاهش اثر عدم قطعیت و نویز و دفع اغتشاش به صورت معادله 42 طراحی می‌گردد. پاسخ فرکانسی سیستم حلقه بسته Ts (تابع T در معادله 3) در شکل 15 رسم شده است. تابع تبدیل حلقه بسته Ts فاقد قطب در مبدأ بوده و می‌توان کنترلگر مقاوم با شرط حداقل‌سازی N را طراحی کرد. با توجه به فرکانس طبیعی جرم-فنر متصل شده به سیلندر هیدرولیک، تابع مرجع برای محاسبه K_1 به صورت معادله 43 در نظر گرفته می‌شود. با استفاده از روش بیان شده در بخش 2، کنترلگر K_1 محاسبه می‌گردد. برای برقراری شرط μ کمتر از یک، توابع Ks و T_{ref} و تابع وزنی کارایی طی چندین مرتبه تکرار محاسبه می‌شوند. رابطه ریاضی تابع K_1 در معادله 44 ارائه شده است. پاسخ فرکانسی سیستم حلقه بسته با کنترلگر دو درجه آزادی (T_{2D}) در مقایسه با کنترلگر فاقد بلوک پیشخور (Ts) در شکل 15 رسم شده است. اندازه μ بازای عدم قطعیت معادله 37 و تابع وزنی کارایی معادله 45 برابر با 0/996 می‌باشد.

$$Ks = \frac{0.001(z + 3.58)(z + 0.26)(z^2 - 1.99z + 0.99)}{(z + 0.998)(z - 0.98)(z - 0.94)(z - 0.91)} \quad (42)$$

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-03-29]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.48.5]

$$T_{ref} = \frac{1}{(1+0.01s)^2(1+0.0095s)^2(1+0.0105s)} \quad (43)$$

$$K_1 = \frac{7.6(z+2)(z+1.1)(z+0.99)(z-0.94)}{(z-0.909)(z-0.904)(z-0.905)(z-0.9)} \times \frac{(z-0.91)(z-0.19)(z^2-1.9z+0.98))}{(z-0.9)(z+0.7)(z^2+0.13z+0.007)} \times \frac{(z^2-0.13z+0.16)}{(z^2+0.87z+0.19)} \quad (44)$$

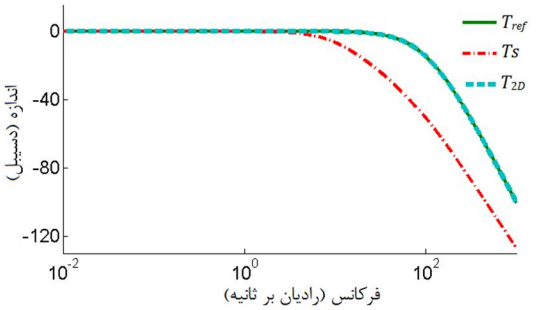
$$Wp = \frac{0.005\,(z-0.834)(z-0.687)}{(z-0.987)^2} \quad (45)$$

7- پیاده سازی کنترلگر

کنترلگرهای طراحی شده بر روی بستر آزمایش سروهیدرولیک در شرایط فشار 100 بار و بازای جرم‌های مختلف 14، 17 و 21 کیلوگرم پیاده سازی می‌گردند. برای انجام آزمون‌ها از شکل موج سینوسی (دارای پیوستگی سرعت و شتاب) و شکل موج ذوزنقه‌ای، استفاده می‌شود. در هنگام انجام آزمون‌ها، بازای حداکثر سرعت سیگنال مرجع ورودی، دبی مورد نیاز سیلندر بیش از دبی پمپ بوده که این کمبود توسط انباره جبران می‌گردد.

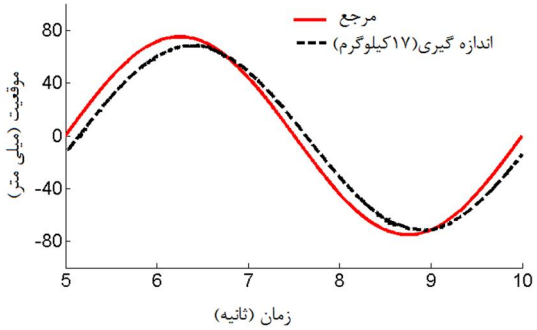
نتیجه پیاده سازی کنترلگر طراحی شده به روش حساسیت مخلوط برای ردیابی سیگنال سینوسی با دامنه 75 میلی‌متر و فرکانس 0/2 هرتز در شکل 16 ارائه شده است. حداکثر دامنه سیگنال اندازه گیری شده 68 میلی‌متر بوده (8 میلی‌متر خطا در دامنه)، بنابراین به علت خطای بالا، عملکرد آن نامناسب است. البته پاسخ سیستم به کاهش اثر نویز و دفع اغتشاش مطلوب می‌باشد.

نتیجه پیاده‌سازی کنترلگر دو درجه آزادی، بازای شکل موج سینوسی با دامنه 75 میلی‌متر و فرکانس 0/2هرتز در شکل 17 و بازای شکل موج سینوسی با دامنه 15 میلی‌متر و فرکانس 1هرتز در شکل 18 رسم شده است. نتایج تجربی، مؤید عملکرد مطلوب سیستم حلقه بسته می‌باشد. در بسیاری از سیستم‌های مکانیکی تک ورودی- تک خروجی مانند میز لرزه تک محوره، اختلاف زمانی سیگنال مرجع و خروجی اهمیت چندانی ندارد. سیگنال اندازه‌گیری شده نسبت به سیگنال مرجع با تأخیر زمانی 88 میلی ثانیه، حداقل خطا را دارد. این خطا بازای موج سینوسی با دامنه 75 میلی‌متر در شکل 19 رسم شده است. با صرفنظر از این تأخیر زمانی، خطای ردیابی دامنه موج سینوسی بازای فرکانس 0/2 هرتز،1/1 میلی‌متر و بازای فرکانس 1 هرتز، 1/5میلی‌متر می‌باشد.

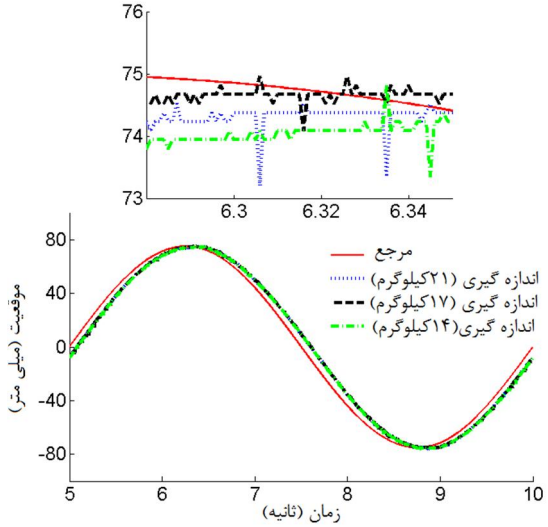


شکل 15 نمودار پاسخ فرکانسی سیستم حلقه بسته بازای کنترلگر مقاوم دو درجه آزادی

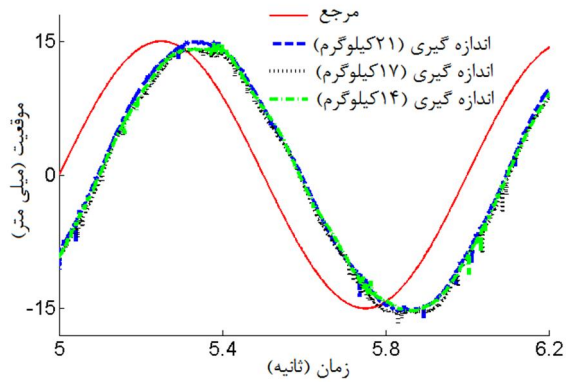
عملکرد سیستم کنترلی دو درجه آزادی به ازای ردیابی شکل موج ذوزنقه‌ای، در شکل 20رسم شده است. به علت عدم پیوستگی سرعت و شتاب سیگنال مرجع، در گوشه‌های تیز فراجهش و پس از آن فروجهش وجود دارد که باعث ایجاد خطای بالا در ردیابی سیگنال مرجع می‌گردد. با حذف این گوشه‌های تیز، عملکرد سیستم به طور قابل ملاحظه‌ای بهبود می‌یابد. نتیجه آزمون تجربی کنترلگر، به ازای سیگنال مرجع فاقد گوشه تیز در شکل 21 ارائه شده است. با اصلاح سیگنال مرجع، فراجهش و فروجهش حذف شده و حداکثر خطای ردیابی سیگنال مرجع به 1میلی‌متر کاهش می‌یابد.



شکل 16 نتایج پیاده‌سازی کنترلگر مقاوم فقط دارای بلوک پس‌خور بازای موج سینوسی با دامنه 75 میلی‌متر و فرکانس 0/2 هرتز

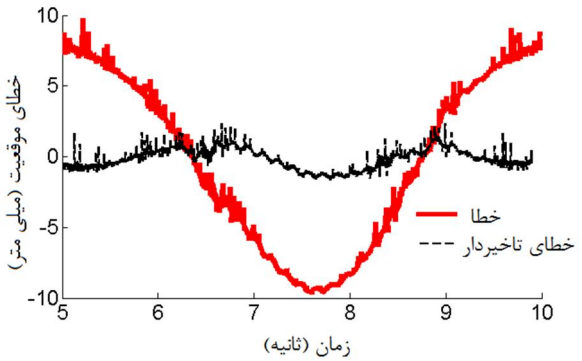


شکل 17 نتایج پیاده‌سازی کنترلگر مقاوم دو درجه آزادی بازای موج سینوسی با دامنه 75 میلی‌متر و فرکانس 0/2 هرتز

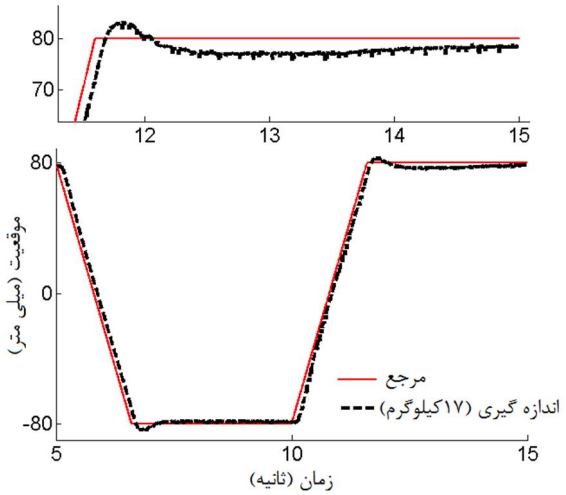


شکل 18 نتایج پیاده‌سازی کنترلگر مقاوم دو درجه آزادی بازای موج سینوسی با دامنه 15 میلی‌متر و فرکانس 1 هرتز

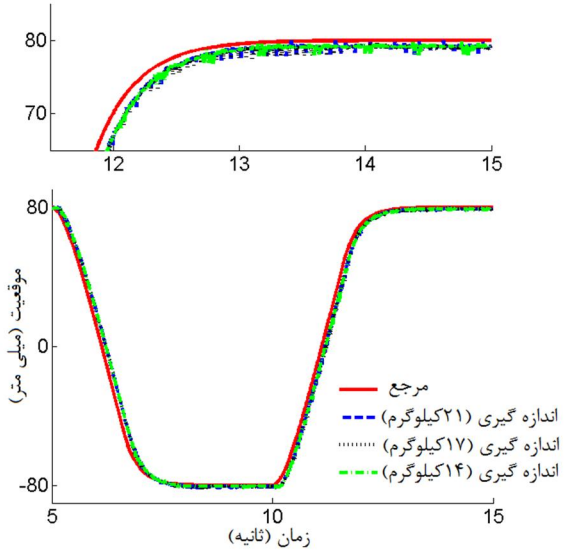
[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-03-29]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.48.5]



شکل 19 نمودار زمانی خطای اندازه‌گیری شده بازای موج سینوسی با دامنه 75 میلی متر و فرکانس 0/2 هرتز



شکل 20 نتایج پیاده‌سازی کنترلگر مقاوم دو درجه آزادی بازای موج ذوزنقه‌ای با گوشه تیز با دامنه 80 میلی‌متر



شکل 21 نتایج پیاده‌سازی کنترلگر مقاوم دو درجه آزادی بازای موج ذوزنقه‌ای بدون گوشه تیز با دامنه 80 میلی‌متر

8- نتیجه گیری

افزایش سرعت و دقت کاری سیستم‌های سروهیدرولیک از نیازهای صنایع مختلف می‌باشد. افزایش سرعت عملگرها، می‌تواند باعث ایجاد ارتعاشات نامطلوب اجزای مکانیکی متصل به آن گردد. راه حل مناسب پیشنهاد شده، ارتقای سیستم کنترلی جهت عدم تحریک دینامیک فرکانس‌های بالای سیستم می‌باشد.

ردیابی سیگنال مرجع در حضور عدم قطعیت، نویز اندازه‌گیری و اغتشاش مهم‌ترین اهداف سیستم‌های کنترلی بوده که الگوریتم‌های کنترل مقاوم گزینه مناسبی برای برآورده سازی هم‌زمان آن‌ها می‌باشد. در صورتی که پاسخ فرکانسی اغتشاش سیستم مشابه با پاسخ فرکانسی تابع سیستم نامی باشد، کسب همزمان ردیابی مناسب و حذف اغتشاش با فقط استفاده از کنترلگر پس‌خور امکان‌پذیر نیست. در این حالت استفاده از کنترلگر دو درجه آزادی، جهت افزایش کارایی سیستم حلقه بسته به منظور ردیابی سیگنال مرجع پیشنهاد می‌گردد.

در این پژوهش، کنترلگر مقاوم نرم بی‌نهایت جهت ردیابی موقعیت جرم انعطاف‌پذیر که توسط سیلندر هیدرولیک به حرکت در می‌آید، طراحی و پیاده‌سازی گردید. مقدار این جرم می‌تواند به اندازه 17% نسبت به مقدار نامی تغییر یا به عبارت دیگر عدم قطعیت، داشته باشد. برای شناسایی سیستم نامی از روش جعبه خاکستری و مدل ریاضی مرتبه سه استفاده شده است. به ازای سه جرم متفاوت و سه فشار حول نقطه نامی، 9 آزمون تجربی بر روی میز انجام و عدم قطعیت سیستم محاسبه شده است.

کنترلگر مقاوم طراحی شده با استفاده از روش μ جهت برآورده سازی کارایی مقاوم ارزیابی و سپس بر روی میز سروهیدرولیک پیاده سازی شده است. در قدم اول با استفاده از روش حساسیت مخلوط (استفاده از فقط کنترلگر پس‌خور) کنترلگر مقاوم طراحی شد، که توانمندی ردیابی سیگنال مرجع در محدوده کاری مورد نظر را نداشت. لذا جهت ارتقای عملکرد سیستم در این تحقیق، از توانمندی کنترلگر دو درجه آزادی به منظور رفع نقیصه فوق استفاده شده است.

در طراحی کنترلگر دو درجه آزادی، ابتدا بلوک پس‌خور مشابه با کنترلگر فوق الذکر با هدف کاهش اثر عدم قطعیت و نویز و دفع اغتشاش تعیین شده و سپس کنترلگر پیشرو با هدف حداقل‌سازی نرم بی‌نهایت خطای سیستم حلقه بسته در ردیابی سیگنال مرجع محاسبه شده است.

کنترلگرهای طراحی‌شده بر روی میز سروهیدرولیک پیاده سازی شده‌اند. نتایج تجربی تایید کننده عملکرد مطلوب کنترلگر دو درجه آزادی نسبت به کنترلگر مقاوم رایج (فقط دارای بلوک پس‌خور) می‌باشد. تغییر اندازه جرم متصل شده به سیلندر، تأثیری ناچیز بر سیگنال موقعیت اندازه‌گیری شده داشته که مؤید برآورده سازی هدف ردیابی مطلوب در حضور عدم قطعیت می‌باشد. لازم به ذکر است برای ردیابی مناسب ضروری است سیگنال مرجع دارای پیوستگی سرعت و مشتق باشد.

مهم‌ترین دستاورد این پژوهش، طراحی و پیاده‌سازی کنترلگر موقعیت مقاوم نرم بی‌نهایت جهت استفاده از حداکثر قابلیت دستگاه آزمایش سروهیدرولیک به منظور دست‌یابی همزمان به ردیابی مطلوب سیگنال مرجع و عدم تحریک فرکانس‌های بالای سیستم مکانیکی متصل به عملگر در حضور نویز اندازه‌گیری، عدم قطعیت و اغتشاش می‌باشد.

9- مراجع

[1] P. Zarafshan, S. A. A. Moosavian, Adaptive Hybrid Suppression Control of a Wheeled Mobile Robot with Flexible Solar Panels, Modares Mechanical Engineering, Vol. 13, No. 5, pp130-143, 2013 (In Persian)

[2] M. Habibnejad Korayem, A. M. Shafaei, M. Doosthoseini, B. Kadkhodaei, Dynamic modeling of visco-elastic robotic manipulators using

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-03-29]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.48.5]

Timoshenko beam theory, Modares Mechanical Engineering, Vol. 14, No. 1, pp 131-139, 2014 (In Persian)
[3] M. Salehi, A. Nikoobin, Optimal trajectory planning of flexible joint manipulator: Maximuum laod carrying capacity- minimum vibration,Modares Mechanical Engineering, Vol. 13, No. 14, pp 68-80, 2014 (In Persian)
[4] Mohieddine Jelai, Andreas Kroll, Hydraulic Servo-systems, Spreinger, 2003
[5] Yanfjun Pi, Xuanyin Wang, Trajectory tracking control of a 6-DOF hydraulic parallel robot manipulator with uncertain load disturbances, Control Engineering Practice 19 185-193, 2011
[6] Guang Li, Amir Khajepour, Robust control of a hydraulically driven flexible arm using backstepping techniqui, Jouurnal of Sound and Vibration, 280 759-775, 2005
[7] Yangmin Xie, Andrew Alleyne, A robust two degree-of-freedom conroller for systems with both model and measurement uncertainty, Control Engineering Pracitice, 25 55-65, 2014
[8] Mark Karpenko, Nariman Sepehri, On quantitative feedback design for robust position control pf hydraulic actuators, Control Engineering Practice, 18-289-299, 2010
[9] SigurdSkogestad, Ian Postlethwaite, Multivaraible feedback control analysis and design, John Wiley & Sons, 2005
[10] Kemin Zhou, Essentials of Robust Control, Prentice Hall, 1999
[11] MATLAB and Robust Toolbox Release 2012b, MathWorks, Inc., Natick, Massachusetts, United States.
[12] T. J. Viersma, Analysis, Synthesis and Design of Hydraulic Servo systems and Pipelines, Elsevier, 1980
[13] Herbert E.Merritt, Hydraulic control system, John Wily & Sons, 1967
[14] M. Saadat Foumani, M. S. Sadooghi, Sensitivity analysis of a sample flow control hydraulic servo valve, Modares Mechanical Engineering, Vol. 13,No. 7, pp. 102-110, 2013. (In Persian)
[15] Servo directional valve of 4-way design Type 4WS.2E, Rexroth Bosch Group, 2003
[16] Sabri Centinkunt, Mechatronics, John Wiley & Sons, 2007
[17] N. Niksefat, N. Sepehri, Design and exprimental evaluation of a robust force controller for an electro-hydraulic actuator via quantitative feedback theory, Control Engineering Practice , 81335-1345, 2000
[18] A. Salehi, M. Montazeri-GH, M. Nasiri, Modeling of turbojet fuel control unit using NARX-neural network, Modares Mechanical Engineering, Vol. 13, No. 7, pp1-9, 2013 (In Persian)
[19] Hassan Yousefi, Heikki Handroos, Azita Soleymani, Application of Deifferential Evolution in system identification of a servo-hydraulic system with a flexible load, Mechatronics18 513-528, 2008
[20] W. T. Thomson, Theory of Vibration, 3rd edition, Prentice Hall, 1988

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-03-29]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1393.14.15.48.5]