

کنترلر مقاوم-تطبیقی دستگاه آزمون خستگی سروهیدرولیک برای مواد کامپوزیتی

سید حسن قرشی

دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

بهنام معتکف ایمانی*

استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

چکیده

در این مقاله مدل دینامیکی دستگاه آزمون خستگی سروهیدرولیک، بر مبنای روش جعبه خاکستری برای نمونه‌های مواد مرکب شناسایی شده و بر مبنای مدل خطی عدم قطعیت محاسبه می‌گردد. کنترلر مقاوم همزمان پسخور و پیشرو به همراه کنترلر تطبیقی بر مبنای روش تنظیم بهره، برای تنظیم بهره سیستم حلقه بسته، با هدف حداقل‌سازی خطا بین دامنه سیگنال فرمان و خروجی سیستم طراحی می‌شود. طبق تحلیل پاسخ فرکانسی سیستم حلقه بسته، این سیستم کنترلی توانایی جبران عدم قطعیت و ردیابی سیگنال مرجع تا فرکانس ۱۰ رادیان بر ثانیه را دارد. نتایج تجربی بدست آمده برای آزمون‌های خستگی با بارگذاری بلوکی، تأیید کننده کارایی مقاوم سیستم کنترلی پیشنهادی می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: آزمون خستگی، کنترل مقاوم، کنترل تطبیقی، سروهیدرولیک، عدم قطعیت.

Servo Hydraulic Fatigue Testing Machine Robust-Adaptive Controller for Composite Materials

H. Ghorashi
B. M. Imani

Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran
Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran

Abstract

In this article, the transfer function of a servo hydraulic fatigue testing machine for composite material specimen is identified based on gray box technique. The system uncertainty is determined by means of the identified linear model. A Feedback and forward robust controller and an adaptive controller based on gain scheduling technique are designed to adjust the closed loop gain for minimizing the error between the amplitude of the reference signals and outputs. Using frequency response analysis of the closed loop system, the control system can compensate low frequency uncertainty up to 10 rad/sec. The experimental results for block loading fatigue tests, confirms the robust performance of the proposed control system.

Keywords: Fatigue test, Robust control, Adaptive control, Servo hydraulic, Uncertainty.

آزمون خستگی نیز، نیروی سینوسی با دامنه و میانگین مشخص به نمونه تحت آزمایش وارد می‌گردد. برای بررسی اثر خرابی تجمعی، از آزمون خستگی با بارگذاری بلوکی استفاده می‌شود، که دامنه و میانگین نیرو در طول آزمون خستگی، تغییر می‌کند [۳]. جهت تحلیل خستگی، اندازه دامنه و میانگین نیرو بسیار مهم است. تنظیم دقیق نیرو در طول فرآیند خستگی بر عهده واحد کنترل دستگاه بوده و دقت عملکردی آن تأثیر بسزایی در صحت نتایج آزمایشات دارد.

برای ردیابی مناسب و استفاده بهینه از قابلیت‌های دستگاه آزمایش خستگی، چالش‌های مختلفی پیش رو می‌باشد. مهم‌ترین آن‌ها مشخص‌نبودن سختی نمونه تحت آزمایش است که باعث ایجاد عدم قطعیت در تابع تبدیل سیستم نامی دستگاه می‌گردد.

در زمینه کنترل دستگاه آزمایش خستگی کششی-فشاری سروهیدرولیک پژوهش‌های مختلفی انجام شده است [۴-۷].

فرید نجفی و همکاران، در سال ۲۰۰۹ برای کنترل نیرو در آزمون خستگی، از کنترلر LQR^1 به همراه فیلتر کالمن^۲ جهت تخمین حالت‌های سیستم استفاده کردند [۸]. با شناسایی ضرایب ماتریس

۱- مقدمه

تحلیل رفتار خستگی مواد از ضروریات صنایع هوا-فضا، خودروسازی، نیروگاهی، دفاعی، هسته‌ای و مهندسی پزشکی می‌باشد. برای تعیین خواص اولیه ماده، انجام تحلیل خستگی بر مبنای روابط تجربی و صحه‌گذاری محاسبات عددی انجام شده در این زمینه، انجام آزمون‌های مختلف خستگی الزامی است [۱].

پژوهش‌های زیادی در زمینه خستگی مواد مرکب انجام شده است، ولی با توجه به پیچیدگی ساختار این مواد، این تحقیقات برای پیش‌بینی رفتار این مواد در تمام شرایط کافی نمی‌باشد. در روش‌های پیشنهادی برای بررسی رفتار خستگی مواد مرکب، تأکید زیادی بر انجام آزمون‌های خستگی شده است. رایج‌ترین این آزمون‌ها، آزمایش خستگی کشش-کشش و کشش-فشار می‌باشد [۲]، که پرکاربردترین دستگاه آزمایش خستگی در این زمینه، نوع سروهیدرولیکی با بارگذاری محوری است.

در طول فرآیند آزمون خستگی، نیرو یا جابجایی (کرنش) مطابق با استاندارد آزمون خستگی، تحت کنترل می‌باشد. برای تحلیل خستگی مواد معمولاً بار نوسانی به صورت نیروی سینوسی تعریف می‌گردد. در

¹ Linear Quadratic Regulator

² Kalman filter

حالت و استفاده از الگوریتم کنترل تطبیقی، مشکل تغییر پارامترهای سیستم در طول آزمون خستگی رفع شد. این سیستم کنترلی بر روی دستگاه آزمایش خستگی جهت ردیابی موج سینوسی با فرکانس حدود ۰/۱۵ هرتز پیاده‌سازی گردید. در این پژوهش، تحلیلی در زمینه پایداری و کارایی سیستم کنترلی جهت ردیابی موج سینوسی به ازای فرکانس‌های بالاتر، تغییر سختی قطعه و میرایی سازه‌ای قطعه کار که در مواد مرکب بالا می‌باشد، انجام نشده است. کاستیلو آلو و همکاران در سال ۲۰۱۰ از روش کنترل یادگیری^۱ برای افزایش فرکانس کاری دستگاه آزمایش خستگی استفاده کردند [۹]. در این روش با استفاده از الگوریتم کنترلی بنگ-بنگ حرکت اسپول شیرسرو محدود به موقعیت حداکثری گردید. با کمک الگوریتم یادگیری، نتایج در ماتریسی ذخیره و در طول آزمایش از این نتایج استفاده شد. با استفاده از این کنترلر، فرکانس کاری دستگاه آزمایش خستگی نسبت به کنترلر طراحی شده توسط شرکت اینسترون، مدل ۸۵۰۱، افزایش پیدا کرد. در این مقاله، شکل موج نیروی ایجاد شده به علت استفاده از الگوریتم بنگ-بنگ محدود به حالت مثلثی است، در حالی که معمولاً برای آزمون‌های خستگی چرخه بالا از شکل موج سینوسی استفاده می‌گردد.

بیشتر پژوهش‌های انجام شده در زمینه کنترل دستگاه آزمایش خستگی بر مبنای خواص مکانیکی نمونه‌های فلزی می‌باشد. خواص مکانیکی مواد پلیمری تفاوت‌های مهمی با مواد فلزی دارد. میرایی مواد پلیمری معمولاً بالا بوده و خواص مکانیکی آن وابسته به دما می‌باشد. لذا فرکانس بارگذاری آزمون خستگی با شرط عدم افزایش بیش از حد دما در طول فرآیند خستگی انتخاب می‌گردد [۱۰]. بنابراین معمولاً فرکانس بارگذاری آن‌ها در مقایسه با نمونه‌های فلزی، کمتر است. از طرف دیگر سختی و میرایی این مواد در طول عمر خستگی آن‌ها بسیار تغییر می‌کند [۱۱]. به عنوان مثال ابوالخیر و همکاران [۱۲] اثر پارامترهای مودال را بر روی نمونه‌های مواد مرکب تحت بار خستگی بررسی کرده‌اند. فرکانس طبیعی یک نمونه از این مواد قبل از اعمال بار خستگی ۱۴۵۰ هرتز و میرایی آن ۰/۰۵ بوده و پس از گذشت ۹۰ درصد از عمر آن، اندازه فرکانس طبیعی ۲۵ درصد کاهش و اندازه میرایی ده برابر افزایش یافته است.

بررسی پژوهش‌های انجام شده در زمینه افزایش دقت و فرکانس کاری دستگاه آزمایش خستگی، نشان دهنده نیاز به ارتقای سیستم کنترلی با توانایی انجام آزمون‌های خستگی برای مواد مرکب به ازای نمونه‌های مختلف می‌باشد. لذا این مقاله با هدف ارائه الگوریتمی نو جهت انجام آزمون‌های خستگی مواد مرکب در محدوده فرکانسی صفر تا ده هرتز تدوین شده است. با استفاده از این الگوریتم، فرکانس کاری و دقت دستگاه آزمون خستگی افزایش می‌یابد.

جهت دستیابی به اهداف مطرح شده، این مقاله در هفت بخش ارائه می‌شود. تئوری طراحی و تحلیل سیستم کنترلی در بخش دوم بیان می‌گردد. در بخش سوم دستگاه آزمایش خستگی سرویهیدرولیک معرفی شده و در بخش چهارم بر مبنای مدل جعبه خاکستری سیستم نامی شناسایی و عدم قطعیت سیستم محاسبه می‌گردد. محاسبات طراحی کنترلر مقاوم-تطبیقی در بخش پنجم ارائه شده و نتایج پیاده‌سازی کنترلر در فصل ششم بیان می‌گردد. جمع بندی این

پژوهش و بیان دستاوردهای تئوری و عملی آن در فصل هفتم ارائه می‌شود.

۲- تئوری طراحی و تحلیل کنترلر مقاوم-تطبیقی

ردیابی مطلوب سیگنال مرجع در حضور عدم قطعیت، نویز اندازه‌گیری و اغتشاشات، مهم‌ترین چالش‌های طراحی کنترلر است. استفاده از روش‌های طراحی و تحلیل کنترل مقاوم نرم‌بی‌نهایت و تطبیقی می‌تواند یکی از مناسب‌ترین راه حل‌ها باشد. در ادامه و در سه قسمت، روش طراحی کنترلر مقاوم همزمان پسخور و پیش‌رو، تحلیل μ و روش طراحی کنترلر تطبیقی به اختصار بیان می‌گردد.

۲-۱- طراحی کنترلر مقاوم همزمان پسخور و پیش‌رو

اگر محدوده فرکانسی اغتشاش وارد به سیستم، در محدوده پاسخ فرکانسی سیستم نامی باشد، کسب هم‌زمان ردیابی مناسب و حذف اغتشاش امکان‌پذیر نیست [۱۳]. در این حالت از کنترلر همزمان پسخور و پیش‌رو مطابق شکل ۴ استفاده می‌گردد. این سیستم کنترلی، دارای دو تابع تبدیل مستقل می‌باشد. K_2 کنترلر پسخور بوده و وظیفه آن پایداری و کاهش اثر عدم قطعیت، حذف نویز اندازه‌گیری و دفع اغتشاش می‌باشد. K_1 کنترلر پیش‌رو بوده و وظیفه آن بهبود قابلیت ردیابی سیستم است. رابطه بین سیگنال ورودی و خروجی در معادله‌های (۱) الی (۷) ارائه شده است.

$$G_s = GK_s \quad (1)$$

$$L_s = G_s K_2 \quad (2)$$

$$S_s = \frac{1}{1 - L_s} \quad (3)$$

$$T_s = \frac{L_s}{1 - L_s} \quad (4)$$

$$T_{2DOF} = \frac{K_1 L_s}{1 - L_s} \quad (5)$$

$$y = T_{2DOF} r + S_s d + T_s n \quad (6)$$

$$u = K_1 K_s S_s r + K_s K_2 S_s d + K_s K_2 T_s n \quad (7)$$

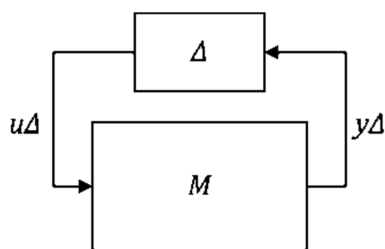
به منظور تعیین محدوده فرکانسی سیگنال‌های ورودی و تعریف خروجی‌های مطلوب سیستم حلقه بسته، جهت طراحی کنترلر مقاوم، از توابع وزنی استفاده می‌گردد. این توابع مطابق شکل ۲ به بلوک دیاگرام سیستم حلقه بسته ارائه شده در شکل ۱ اضافه می‌گردند. رابطه بین سیگنال‌های ورودی و خروجی در معادله‌های (۸) و (۹) ارائه شده است.

$$z_1 = ((T_{2DOF} - T_{ref})W_r r + S_s W_d d + T_s W_n n) W_e \quad (8)$$

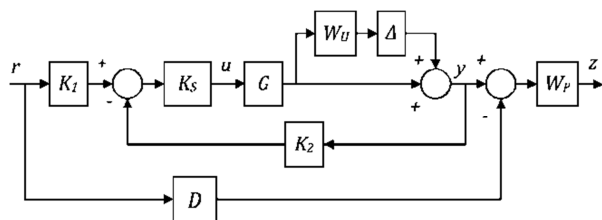
$$z_2 = (K_1 S_s W_r r + K_2 S_s W_d d + K_2 S_s W_n n) W_c \quad (9)$$

جهت محاسبه کنترلر مقاوم نرم‌بی‌نهایت، بلوک دیاگرام سیستم حلقه بسته باید به قالب استاندارد مطابق شکل ۳ تبدیل گردد. توضیحات کامل روش محاسبه کنترلر مقاوم در مراجع [۱۳] و [۱۴] ارائه شده است.

¹ Learning control



شکل ۳- بلوک دیاگرام قالب استاندارد $M-\Delta$



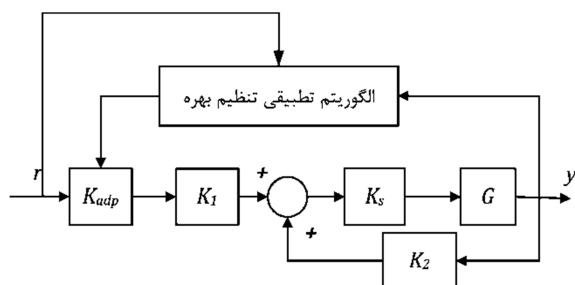
شکل ۴- بلوک دیاگرام سیستم حلقه بسته تحلیل μ

۲-۳- کنترلرگر تطبیقی

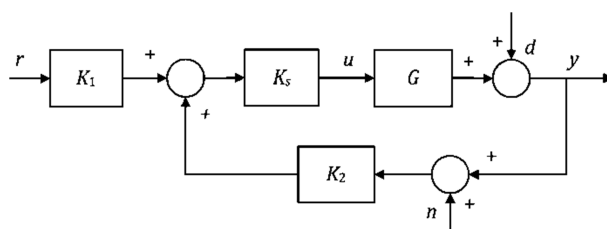
کنترلرگر تطبیقی دارای پارامترهای قابل تنظیم و مکانیزم تعیین آن‌ها می‌باشد. الگوریتم زمان بندی بهره بر مبنای اندازه‌گیری شرایط کاری سیستم، روشی قدرتمند برای جبران تغییر پارامترهای سیستم است [۱۶]. اگر دامنه سیگنال اندازه گیری شده کمتر یا بیشتر از دامنه سیگنال مرجع باشد، باید بهره سیستم حلقه بسته افزایش یا کاهش پیدا کند. این تنظیم بهره با تغییر ضرایب کنترلرگر پیشخور امکان‌پذیر است. بنابراین تابع جدیدی به کنترلرگر پیشخور موجود اضافه می‌گردد که ضرایب آن قابل تنظیم باشد. بلوک دیاگرام سیستم کنترل پیشنهادی در شکل ۵ نشان داده شده است.

تابع تبدیل کنترلرگر تطبیقی در معادله (۱۱) ارائه شده است. بهره آن بازی تغییر متغیر زمان بندی بهره، افزایش یا کاهش می‌یابد. نمودار محدوده تغییرات بهره این تابع بازی مقادیر α بزرگتر و کوچکتر از یک در شکل ۶ ارائه شده است.

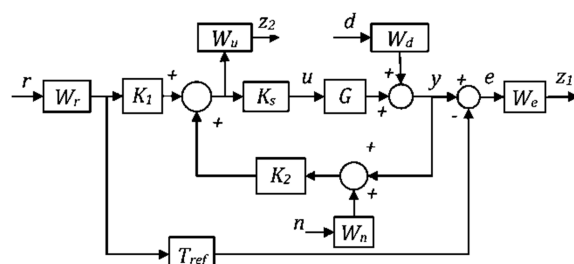
$$K_{adp} = \frac{0.5(z - 0.99\alpha)(z - \frac{0.99}{\alpha})}{(z - \frac{0.99}{\alpha})(z - 0.5)(1 - 0.99\alpha)} \quad (11)$$



شکل ۵- بلوک دیاگرام سیستم کنترلی به همراه کنترلرگر تطبیقی



شکل ۱- بلوک دیاگرام سیستم حلقه بسته



شکل ۲- بلوک دیاگرام طراحی کنترلرگر همزمان پسخور و پیش رو

۲-۲- تحلیل μ

برای بررسی کارایی مقاوم با استفاده از این روش، باید مسأله کارایی مقاوم با کمک تعریف عدم قطعیت مجازی، به مسأله پایداری مقاوم تبدیل شده، سپس تحلیل μ انجام شود.

برای بررسی پایداری مقاوم سیستم حلقه بسته با استفاده از این روش، بلوک دیاگرام سیستم حلقه بسته باید به قالب استاندارد $M-\Delta$ مطابق شکل ۳ تبدیل گردد. اندازه μ برای این سیستم در معادله (۱۰) تعریف می‌شود. شرط پایداری مقاوم، کمتر از یک بودن اندازه μ می‌باشد [۱۳].

$$\mu(M) \triangleq \frac{1}{\min\{K_m | \det(I - K_m M \Delta) = 0, \bar{\sigma}(\Delta) \leq 1\}} \quad (10)$$

جهت تعیین کارایی مقاوم، ابتدا توابع وزنی برای تعریف خروجی مطلوب، مطابق شکل ۴ به تابع تبدیل سیستم حلقه بسته اضافه می‌گردد. با توجه به عدم اهمیت اختلاف فاز بین سیگنال ورودی و خروجی در آزمون خستگی، بلوک D جهت جبران تأخیر فاز در تحلیل کارایی مقاوم سیستم اضافه شده است. توضیحات بیشتر در این زمینه در بخش ۵، در ضمن طراحی و تحلیل کنترلرگر مقاوم ارائه 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، با تغییر توابع وزنی در طراحی کنترلرگر، کارایی سیستم حلقه بسته را می‌توان افزایش داد تا μ تقریباً برابر یک (به اندازه ϵ کمتر از یک) گردد.

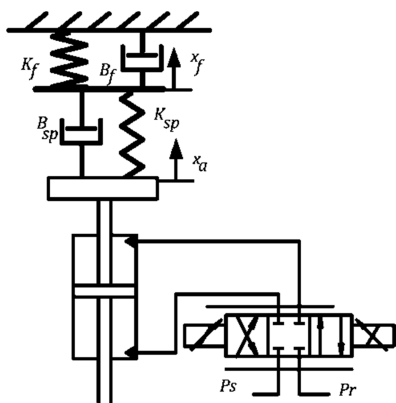
توضیحات کامل در زمینه روش محاسبه اندازه μ در مرجع [۱۳] ارائه شده است. در این پژوهش محاسبات مربوط به طراحی کنترلرگر و اندازه μ با استفاده از نرم افزار متلب و جعبه ابزار کنترل مقاوم انجام می‌شود [۱۵].



شکل ۷- دستگاه آزمایش خستگی سروهیدرولیک

جدول ۲- مشخصات سیستم کنترلی دستگاه آزمایش خستگی

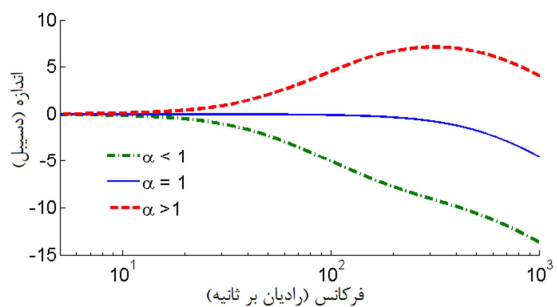
Advantech	شرکت سازنده کارت
1710-HG	مدل کارت
۱۲ بیت	دقت کارت
۱۶ کانال مستقل	تعداد ورودی آنالوگ
۲ کانال مستقل	تعداد خروجی آنالوگ
۱ میلی ثانیه	زمان نمونه برداری
MATLAB\Simulink	نرم افزار



شکل ۸- مدل فیزیکی دستگاه آزمایش خستگی سروهیدرولیک

۳-۱- مدل ریاضی شیر سرو

مدل ریاضی شیرسرو شامل دو بخش، تابع بین موقعیت اسپول و سیگنال تحریک و تابع بین دبی خروجی و موقعیت اسپول می‌باشد. رابطه بین موقعیت اسپول و سیگنال تحریک با استفاده از تابع تبدیل درجه یک (در فضای لاپلاس) مطابق معادله (۱۲)، قابل بیان

شکل ۶- نمودار بهره کنترلگر تطبیقی به ازای تغییرات α

۳- معرفی دستگاه آزمایش خستگی سروهیدرولیک

دستگاه آزمون خستگی سروهیدرولیک، در دانشگاه فردوسی مشهد طراحی و ساخته شده است. مشخصات کلی این دستگاه در جدول ۱ و نمایی از آن در شکل ۷ ارائه شده است. مشخصات سیستم کنترلی نیز در جدول ۲ معرفی شده است. در این دستگاه، با استفاده از سیگنال ولتاژ، موقعیت اسپول شیرسرو تنظیم شده و حرکت سیلندر دبی تنظیمی توسط شیرسرو کنترل می‌گردد. قطعه کار از یک سمت به نیروسنج و از سمت دیگر به سیلندر هیدرولیک متصل بوده و با حرکت محور سیلندر، نیرو به قطعه کار وارد می‌شود. در شکل ۸ مدل فیزیکی آن ارائه شده است.

شیرسرو، سیلندر هیدرولیک و مجموعه سازه و نمونه تحت آزمایش زیر سیستم‌های اصلی دستگاه آزمایش خستگی سروهیدرولیک جهت مدل‌سازی ریاضی می‌باشد که در ادامه روابط ریاضی آنها بیان می‌گردد.

جدول ۱- مشخصات دستگاه آزمایش خستگی سروهیدرولیک

سیستم اعمال نیرو	سروهیدرولیک
عملگر	سیلندر دو طرفه
یاتاقان بندی عملگر	هیدرو استاتیک
فشار کاری	تا ۲۰۰ بار
نوع شیر سرو	دوطبقه با پسخور مکانیکی
نوع پمپ	پره‌ای
توان الکتریکی موتور	۷/۵ کیلو وات
نوع سازه	چهار ستونی
نوع گیره	مکانیکی با ظرفیت ۵ کیلو نیوتن

$$a_2 = \frac{A_a}{K_e} + \frac{C_{lq} B_a}{A_a K_e} \left(\frac{B_f + B_{sp}}{K_f + K_{sp}} \right) + \frac{C_{lq} B_f B_{sp}}{A_a K_f K_{sp}}$$

$$a_1 = \frac{A_a}{K_e} + \frac{C_{lq} B_a}{A_a K_e} + \frac{C_{lq} B_f}{A_a K_f} + \frac{C_{lq} B_{sp}}{A_a K_{sp}}$$

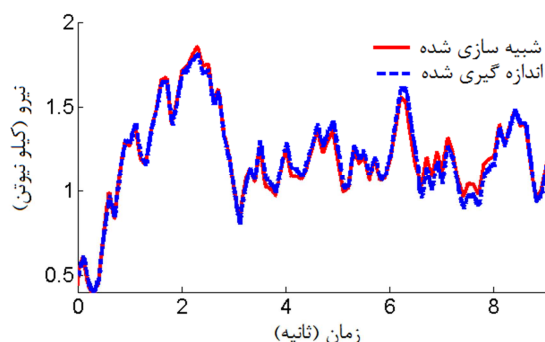
$$Gain_{static} = \frac{A_a^2 C_1}{C_{lq}} \quad (20)$$

۴- شناسایی سیستم

تابع تبدیل دستگاه آزمون خستگی وابسته به خواص مکانیکی قطعه کار، دینامیک سازه و سیستم سروهیدرولیک می‌باشد. دینامیک سازه و سیستم سروهیدرولیک در طول آزمون خستگی، ثابت و خواص قطعه کار، متغیر است. بنابراین برای شناسایی دستگاه، سه نمونه قطعه درون دستگاه بسته می‌شود. سپس سیستم با استفاده از سیگنال ورودی ولتاژ از نوع PRMS^۱ تحریک شده و خروجی نیرو اندازه‌گیری می‌گردد. در این شناسایی‌ها ضرایب مربوط به دستگاه ثابت و سختی و میرایی قطعه کار برای هر مرتبه شناسایی مجزا می‌باشد. تابع هدف در شناسایی، حداقل سازی نرم دو خطای بین سیگنال نیروی اندازه‌گیری شده و سیگنال شبیه‌سازی شده، به ازای سه قطعه کار، تعریف می‌گردد. در جدول ۳ اندازه پارامترهای شناسایی شده، ارائه شده است. توضیحات بیشتر در زمینه تئوری شناسایی سیستم در مرجع [۲۱] و نکات مربوط به شناسایی سیستم‌های سروهیدرولیک در مرجع [۱۹] ارائه شده است.

جهت ارزیابی صحت شناسایی انجام‌شده، سیگنال نیروی اندازه‌گیری شده با سیگنال شبیه‌سازی شده برای سه نمونه مقایسه گردید. نتایج به ازای یک نمونه در شکل ۹ ارائه شده است. میزان تطابق دو سیگنال که بیان‌کننده دقت شناسایی می‌باشد، با استفاده از نرم دو خطای بی‌بعد شده، مطابق معادله (۲۱) محاسبه و در جدول ۴ بیان شده است.

$$E_v = \frac{\|f_m - f_s\|_2}{\|f_m - \bar{f}_m\|_2} \quad (21)$$



شکل ۹- مقایسه نتایج شناسایی و شبیه سازی برای نمونه اول ماده مرکب

می‌باشد [۱۷]. رابطه بین موقعیت اسپول و دبی عبوری از شیر سرو در معادله (۱۳) ارائه شده است.

$$\frac{x_s}{v_s} = \frac{C_v}{1 + T_1 s} \quad (12)$$

$$q = C_q x_s \sqrt{P_s - |P_L|} \quad (13)$$

مؤثرترین عبارت غیرخطی در معادله‌های دینامیکی سیستم‌های سروهیدرولیک، معادله (۱۳) می‌باشد که حول نقطه تعادل (, PL=0 XS=0) خطی‌سازی می‌گردد [۱۸]. با استفاده از معادله (۱۲) و رابطه خطی‌سازی شده (۱۳)، رابطه خطی بین دبی و سیگنال تحریک در معادله (۱۴) بیان شده است.

$$\frac{q}{x_s} = \frac{C_v C_q \sqrt{P_s}}{1 + T_1 s} = \frac{C_1}{1 + T_1 s} \quad (14)$$

۲-۳- مدل ریاضی سیلندر هیدرولیک

دینامیک سیلندر هیدرولیک با دو معادله دیفرانسیل ارائه شده در معادله‌های (۱۵) و (۱۶) بیان می‌گردد. معادله (۱۶) رابطه بقای جرم با فرض تراکم ناپذیری سیال و تقارن دو طرف سیلندر می‌باشد [۱۹]. معادله (۱۶) رابطه حرکت جرم محور سیلندر بدون در نظر گرفتن اثر اینرسی می‌باشد.

$$C_{lq} P_L = q - A_a s x_a \quad (15)$$

$$P_L A_a = B_a s x_a + B_{sp} s (x_a - x_f) + K_{sp} (x - x_f) \quad (16)$$

۳-۳- مدل ریاضی سازه و قطعه کار

رابطه بین نیروی وارد بر قطعه کار و سازه دستگاه در معادله (۱۷) بیان شده است. بر مبنای این مدل، نیروی وارد بر نمونه تحت آزمایش با نیروی وارد بر سازه برابر بوده و در معادله (۱۸) ارائه شده است.

$$K_f x_f + B_f s x_f = K_{sp} (x_a - x_f) + B_{sp} s (x_a - x_f) \quad (17)$$

$$f = K_{sp} (x_a - x_f) + B_{sp} s (x_a - x_f) = K_f x_f + B_f s x_f \quad (18)$$

۴-۳- مدل ریاضی دستگاه آزمایش خستگی

با استفاده از معادلات (۱۴) الی (۱۸)، مدل خطی دستگاه آزمون خستگی محاسبه می‌گردد، که دارای سه قطب و دو صفر بوده و در معادله (۱۹) ارائه شده است. بهره استاتیک این سیستم در معادله (۲۰) بیان شده است. مطابق این معادله، در سیستم سروهیدرولیکی که خروجی آن نیرو می‌باشد، ضریب نشتی بسیار مهم بوده و در تعیین محدوده کاری سیستم (حداکثر نیروی استاتیکی وارد بر قطعه کار بازای حداکثر سیگنال ورودی ولتاژ شیر سرو) تاثیر گذار است.

$$G = \frac{C_1 \left(1 + \frac{B_f}{K_f} s \right) \left(1 + \frac{B_{sp}}{K_{sp}} s \right)}{(1 + T_1 s) \left(a_2 s^2 + a_1 s + \frac{C_{lq}}{A_a} \right)} \quad (19)$$

جدول ۳: مقادیر پارامترهای شناسایی شده

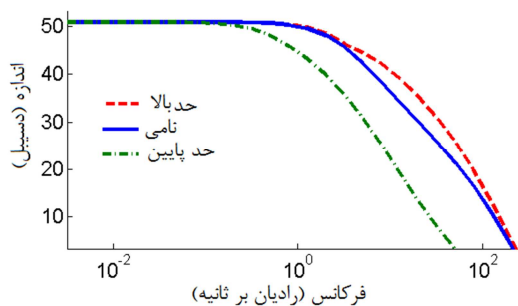
نام متغیر	نماد	اندازه (واحد)
میرایی سیلندر هیدرولیک	B_a	۳۵/۵ (کیلو نیوتن ثانیه بر متر)
ضریب ناشی سیلندر	C_{lq}	$10^{-12} \times 1/925$
هیدرولیک		(متر به توان چهار ثانیه بر کیلوگرم)
سختی سازه	K_f	۳۴/۱ (مگانیوتن متر)
میرایی سازه	B_f	۲۷/۹ (کیلو نیوتن ثانیه بر متر)
بهره استاتیک شیر سرو	C_1	۰/۵۲ (مترمکعب بر ثانیه ولت)
ثابت زمانی اسپول شیر سرو	T_1	۰/۱۶۱۷ (ثانیه)
سختی نمونه اول	K_{sp1}	۰/۹۷۶ (مگانیوتن متر)
میرایی نمونه اول	B_{sp1}	۰/۱۸ (مگا نیوتن ثانیه بر متر)
سختی نمونه دوم	K_{sp2}	۱/۳۲۵ (مگانیوتن متر)
میرایی نمونه دوم	B_{sp2}	۰/۵۷۳ (مگا نیوتن ثانیه بر متر)
سختی نمونه سوم	K_{sp3}	۳/۱۸۹ (مگانیوتن متر)
میرایی نمونه سوم	B_{sp3}	۱/۱۵۵ (مگا نیوتن ثانیه بر متر)

جدول ۴- بررسی اعتبار شناسایی

شماره نمونه	نرم دو بی بعد شده خطا	سختی نمونه (مگانیوتن بر متر)
اول	۰/۱۴	۰/۹۷۶
دوم	۰/۱۹	۱/۳۲۵
سوم	۰/۲۲	۳/۱۸۹

۴-۱- تعیین عدم قطعیت

تغییر سختی و میرایی نمونه‌های مواد مرکب باعث ایجاد عدم قطعیت در تابع تبدیل سیستم می‌گردد. این مواد در شروع آزمایش خستگی دارای میرایی کمی هستند، لذا اندازه نسبت میرایی به سختی جهت محاسبه عدم قطعیت بر مبنای نتایج آزمون‌های تجربی، در محدوده صفر تا ۰/۴۵ در نظر گرفته می‌شود. با توجه به محدودیت شرایط بارگذاری (محدودیت گیره‌های دستگاه برای حد بالای سختی و محدودیت دبی برای حد پایین سختی) و دقت اندازه‌گیری نیرو، محدوده سختی نمونه‌های ماده مرکب ۰/۵ مگانیوتن بر متر تا ۳ مگانیوتن بر متر در نظر گرفته می‌شود. سیستم نامی به ازای سختی ۲/۵ مگانیوتن متر و میرایی ۰/۴ مگانیوتن ثانیه بر متر انتخاب و عدم قطعیت ضرب شونده محاسبه می‌گردد. در شکل ۱۰ محدوده تغییرات پاسخ فرکانسی سیستم به ازای بازه‌های تعریف شده برای میرایی و سختی رسم شده است.



شکل ۱۰- محدوده تغییرات پاسخ فرکانسی

تابع تبدیل سیستم نامی و تابع وزنی عدم قطعیت در معادله‌های (۲۲) و (۲۳) ارائه شده‌اند.

$$G = \frac{60.35(s + 1222)(s + 2.5)}{(s + 113.1)(s + 6.186)(s + 0.751)} \quad (22)$$

$$W_U = 0.91 \frac{s + 0.209}{s + 0.76} \quad (23)$$

۵- طراحی کنترلر مقاوم- تطبیقی

اهداف سیستم کنترلی دستگاه آزمایش خستگی عبارتند از:

- توانایی اعمال نیروی تناوبی و حفظ کیفیت سیگنال خروجی در طول مدت انجام آزمون خستگی
- شروع بار گذاری بدون فراجش
- حداقل مدت زمان نشست در هنگام تغییر سطح بار
- پایداری و دقت اعمال نیرو در حین فرآیند آزمون در صورت تغییر سختی قطعه کار

- عدم حساسیت به نویز

- پاسخ مناسب به اغتشاشات

- عدم تحریک فرکانس‌های تحریک بالاتر سیستم

سیستم کنترلی دستگاه آزمایش خستگی سرویهیدرولیک دیجیتال بوده و برای پیاده سازی، لازم به تبدیل معادله کنترلر به فضای Z (فضای گسسته) می‌باشد. لذا در ادامه، طراحی کنترلر در فضای گسسته انجام خواهد شد.

جهت دستیابی به اهداف فوق، ابتدا کنترلر پسخور K_s با استفاده از روش حساسیت مخلوط طراحی می‌گردد [۱۳]. ضرایب وزنی در معادله‌های (۲۴) تا (۲۶) و تابع تبدیل کنترلر در معادله (۲۷) ارائه شده است.

$$W_p = 1.37 \frac{z - 0.126}{z - 0.942} \quad (24)$$

$$W_t = 5.94 \frac{z - 0.968}{z - 0.372} \quad (25)$$

$$W_u = 8.57 \frac{z - 0.942}{z - 0.670} \quad (26)$$

$$K_s = 0.526 \frac{(z - 0.999)(z - 0.994)}{z(z - 0.996)(z - 0.942)} \times \frac{(z - 0.893)(z - 0.681)(z - 0.372)}{(z - 0.372)(z^2 - 1.46z + 0.545)} \quad (27)$$

جهت طراحی کنترلر مقاوم همزمان پسخور و پیشرو، ضرایب وزنی ارائه شده در معادله‌های (۲۸) الی (۳۴)، با هدف حداقل شدن اندازه تابع μ و پاسخ مناسب سیستم به نویز انتخاب شده‌اند. پاسخ فرکانسی این توابع در شکل ۱۱ رسم شده است. تابع تبدیل کنترلرهای طراحی شده نیز در معادله‌های (۳۵) و (۳۶) ارائه شده است.

$$W_r = 0.067 \frac{z - 0.126}{z - 0.942} \quad (28)$$

$$W_n = 9.8 \frac{(z - 0.988)(z - 0.675)}{(z - 0.372)^2} \quad (29)$$

$$W_d = 1.2 \frac{z - 0.903}{z - 0.942} \quad (30)$$

سیگنال نیرو را نداشته و در مجموع پاسخگوی نیازهای کنترلی دستگاه آزمایش خستگی نمی‌باشد.

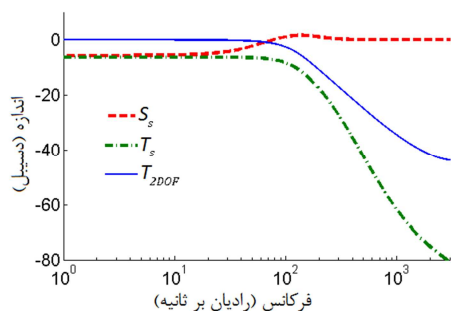
$$W_p = 0.08 \frac{z - 0.312}{z - 0.656} \quad (37)$$

۵-۱- طراحی سیستم کنترلی مقاوم-تطبیقی نیرو

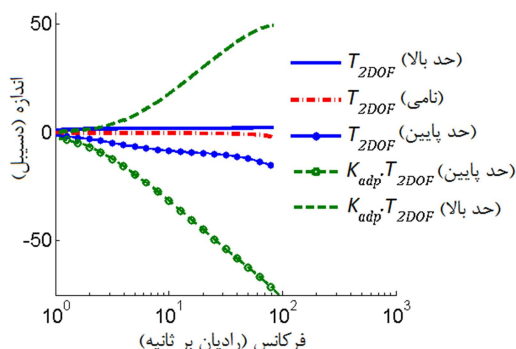
هدف از بکارگیری کنترلگر تطبیقی، افزایش دقت در تنظیم اندازه دامنه نیرو می‌باشد. بدین منظور تابع تبدیل معرفی شده در معادله (۱۱) با ضریب تطبیقی α استفاده می‌گردد. افزایش α (بیش از یک) باعث افزایش بهره سیستم و کاهش آن باعث کاهش بهره سیستم حلقه بسته می‌گردد.

ضریب تطبیقی α بر مبنای خطای بین دامنه نیروی مطلوب و نیروی اندازه‌گیری شده، مطابق معادله (۳۸) محاسبه می‌شود. محدوده بهره قابل جبران‌سازی توسط این کنترلگر در شکل ۱۳ رسم شده است. کنترلگر تطبیقی ارائه شده توانایی جبران‌سازی عدم قطعیت و افزایش دقت در تنظیم دامنه نیرو در محدوده فرکانسی تعریف شده را دارا می‌باشد.

$$\frac{\alpha}{\text{Err}_{\text{amp}}} = \frac{0.003}{z - 1} \quad (38)$$



شکل ۱۲- پاسخ فرکانسی سیستم به ازای کنترلگر مقاوم



شکل ۱۳- تأثیر عدم قطعیت بر پاسخ فرکانسی سیستم حلقه بسته

۶- نتایج تجربی

کنترلگر مقاوم-تطبیقی طراحی شده با زمان نمونه برداری یک میلی‌ثانیه، بر روی دستگاه آزمایش خستگی پیاده‌سازی گردید. جهت ارزیابی عملکرد سیستم حلقه بسته، آزمون‌های مختلف خستگی مواد مرکب انجام شد. در شکل ۱۴ یک نمونه بارگذاری بلوکی جهت آزمون خستگی ماده مرکب با سختی برابر با سیستم نامی رسم شده است. فرکانس سیگنال نیرو ۵ هرتز، اندازه میانگین نیرو ۲ کیلو نیوتن و اندازه

$$W_c = 65.3 \frac{(z - 0.975)(z - 0.868)}{(z - 0.670)^2} \quad (31)$$

$$W_e = 0.253 \frac{z - 0.078}{z - 0.942} \quad (32)$$

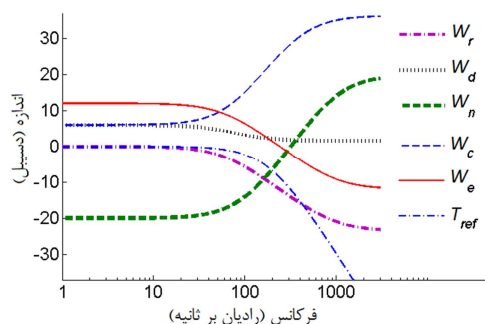
$$W_d = 1.2 \frac{z - 0.903}{z - 0.942} \quad (33)$$

$$T_{\text{ref}} = 0.015 \frac{z + 0.885}{(z - 0.846)(z - 0.819)} \quad (34)$$

$$K_1 = 0.337 \frac{(z - 0.953)(z - 0.996)}{(z + 1.1 \times 10^{-5})(z - 0.422)} \times \frac{(z^2 - 1.86z + 0.872)}{(z - 0.995)(z^2 - 1.88z + 0.888)} \times \frac{(z^2 - 1.68z + 0.751)(z^2 - 1.38z + 0.566)}{(z^2 - 1.65z + 0.715)(z^2 - 1.36z + 0.549)} \times \frac{(z^2 - 1.80z + 0.830)(z^2 - 1.14z + 0.342)}{(z^2 + 1.77z + 0.785)(z^2 - 1.74z + 0.765)} \quad (35)$$

$$K_2 = \frac{-0.0196(z - 0.372)(z - 0.818)}{(z - 3.15 \times 10^{-7})(z - 0.37)(z - 0.85)} \times \frac{(z - 0.846)(z - 0.920)(z - 0.942)}{(z - 0.819)(z - 0.94)(z - 0.944)} \times \frac{(z^2 - 1.46z + 0.545)(z^2 - 0.939z + 0.263)}{(z^2 - 1.46z + 0.548)(z^2 - 1.51z + 0.601)} \times \frac{(z - 0.996)(z^2 - 1.36z + 0.466)}{(z - 0.997)(z^2 - 1.69z + 0.722)} \quad (36)$$

پاسخ فرکانسی سیستم حلقه بسته کنترلگر مقاوم جهت ارزیابی اولیه عملکرد سیستم در شکل ۱۲ رسم شده است. با توجه به این شکل، پاسخ سیستم برای کاهش اثر نویز و دفع اغتشاش مطلوب بوده و سیستم نامی توانایی ردیابی مناسب سیگنال مرجع در محدوده فرکانس کاری را دارد.



شکل ۱۱- پاسخ فرکانسی توابع وزنی طراحی کنترلگر مقاوم

اندازه تابع μ به ازای تابع وزنی عدم قطعیت ارائه شده در معادله (۲۳) و تابع وزنی کارایی ارائه شده در معادله (۳۷) برابر ۱/۲۶ محاسبه می‌گردد. با در نظر گرفتن تأخیر زمانی برابر ۲۰ کیلی ثانیه اندازه μ برابر ۰/۹۹۸ محاسبه می‌گردد. در نظر گرفتن تأخیر زمانی، باعث کاهش اختلاف فاز بین سیگنال خروجی و سیگنال مرجع شده و خطای سیستم حلقه بسته کاهش پیدا می‌کند. اندازه بهره آن در فرکانس‌های پایین کم بوده، که می‌تواند باعث کاهش دقت سیستم گردد. بنابراین کنترلگر مقاوم پیشنهادی به تنهایی توانایی تنظیم دامنه

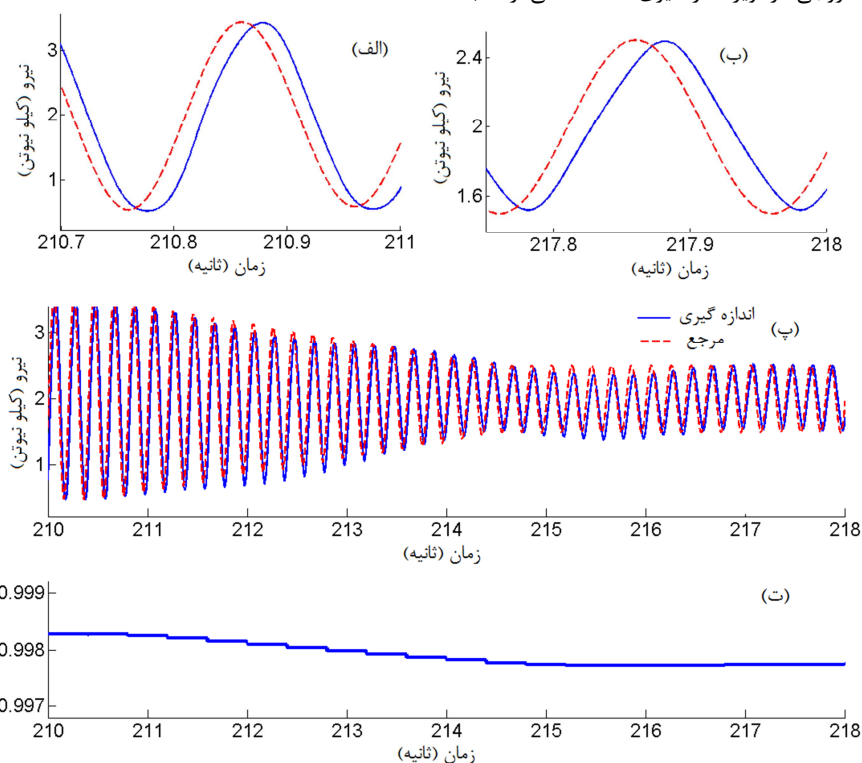
طور کلی در این آزمون تجربی نیز کنترلگر مقاوم-تطبیقی عملکرد مطلوبی داشته و توانایی انجام آزمون‌های خستگی با بارگذاری بلوکی را دارا می‌باشد.

۷- نتیجه گیری و جمع بندی

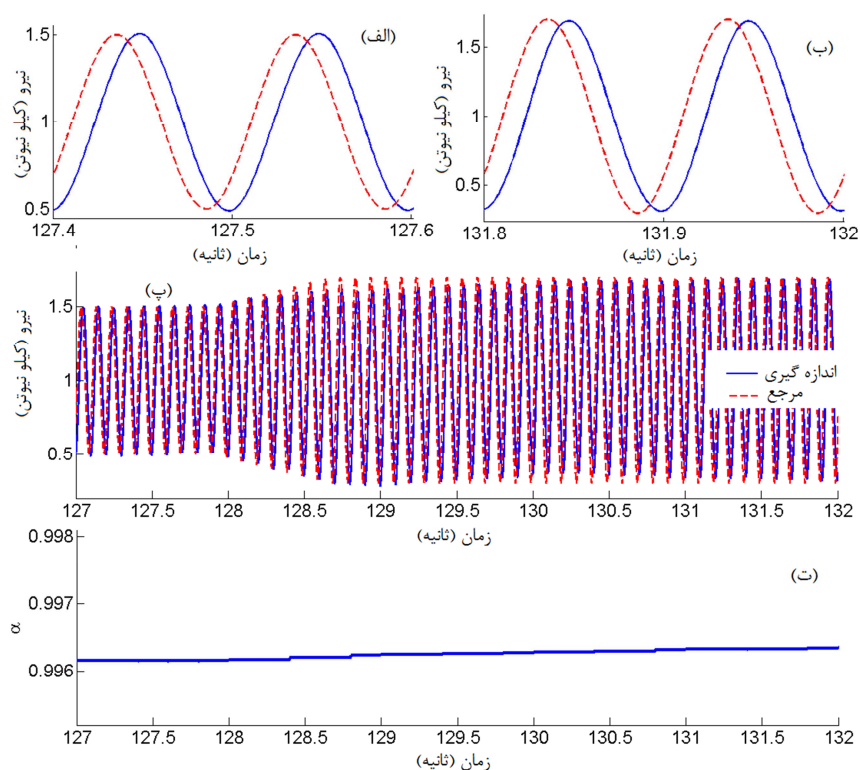
دقت آزمون‌های خستگی، وابسته به عملکرد سیستم کنترلی بوده و تأثیر بسزایی در دقت نتایج آزمون‌ها دارد. مهم‌ترین چالش در این زمینه، مشخص نبودن اندازه سختی و میرایی نمونه در ابتدای آزمایش و تغییر آن در طول فرآیند خستگی است که این امر باعث ایجاد عدم قطعیت در تابع تبدیل سیستم دستگاه آزمون خستگی می‌شود. در این پژوهش سیستم کنترلی دستگاه آزمایش خستگی سرویهیدرولیک جهت انجام آزمون‌های خستگی مواد پلیمری با بارگذاری بلوکی ارتقا داده شده است.

دامنه از $1/5$ کیلونیوتن به $0/5$ کیلونیوتن کاهش داده می‌شود. لازم به ذکر است که تغییر سطح میانگین و دامنه به آرامی انجام می‌گیرد. کنترلگر پیشنهادی توانایی ردیابی مناسب سیگنال مرجع را دارا می‌باشد. خطای دامنه نیرو نیز در کمتر از 6 ثانیه (30 سیکل) به 20 نیوتن (1%) می‌رسد و اندازه ضریب تطبیقی کاهش می‌یابد. در طول مدت زمان تغییر سطح دامنه، فراجاهش و فروجهش قابل توجهی در سیگنال اندازه‌گیری شده مشاهده نمی‌گردد. علاوه بر این تأثیر نویز اندازه‌گیری بر سیگنال خروجی بسیار ناچیز می‌باشد.

در شکل ۱۵ یک نمونه بارگذاری بلوکی جهت آزمون خستگی ماده مرکب با سختی کمتر از سیستم نامی و برابر 1 امگانیوتن بر متر رسم شده است. میانگین نیرو 1 کیلونیوتن و فرکانس 10 هرتز می‌باشد. مشاهده می‌شود دامنه از $0/5$ کیلو نیوتن به $0/75$ کیلو نیوتن افزایش یافته است. در کمتر از چهار ثانیه خطای دامنه نیرو به 10 نیوتن (1%) رسیده است. با تنظیم بهره تطبیقی، اندازه دامنه به آرامی و بدون ایجاد فراجاهش یا فروجهش، به مقدار مطلوب رسیده است. همچنین در سیگنال خروجی اثر نویز اندازه‌گیری مشاهده نمی‌گردد. به



شکل ۱۴- نتایج تجربی پیاده سازی کنترلگر مقاوم-تطبیقی بر روی دستگاه آزمایش خستگی برای نمونه با سختی نامی (الف) و (ب) نمودار زمانی نیرو جهت ارزیابی شکل موج، (پ) نمودار زمانی تغییرات نیرو، (ت) نمودار زمانی تغییرات ضریب تطبیقی



شکل ۱۵- نتایج تجربی پیاده سازی کنترلگر مقاوم-تطبیقی بر روی دستگاه آزمایش خستگی برای نمونه با سختی کمتر از نامی (الف) و (ب) نمودار زمانی نیرو جهت ارزیابی شکل موج، (پ) نمودار زمانی تغییرات نیرو، (ت) نمودار زمانی تغییرات ضریب تطبیقی

بهره استاتیک شیر سرو (m^2/s)	C_1	کنترلگر مقاوم ارائه شده در فرکانس‌های پایین، بهره بالایی داشته و توانایی کنترل دقیق میانگین نیرو را دارد. ولی به علت عدم قطعیت بالای سیستم در فرکانس‌های بالا و وجود نویز اندازه‌گیری، امکان کسب دقت کافی در تنظیم دامنه نیرو نمی‌باشد. برای افزایش دقت تنظیم دامنه، کنترلگر تطبیقی پیشرو به سیستم کنترلی اضافه گردید و باعث افزایش دقت در تنظیم دامنه نیرو شد. نتایج تجربی کسب شده در طول آزمایش‌های خستگی بر روی مواد مرکب، تأیید کننده توانمندی تئوری استفاده شده در طراحی سیستم کنترلی دستگاه آزمایش خستگی سروهیدرولیک می‌باشد.
ضریب نشتی سیلندر هیدرولیک ($m^4/s/kg$)	C_{lq}	مهم‌ترین دستاوردهای این پژوهش علاوه بر افزایش دقت در انجام آزمون‌های خستگی مواد مرکب (خطای دامنه کمتر از ۰.۱٪)، توسعه روش طراحی و تحلیل کنترلگر مقاوم همزمان پسخور و پیشرو و ترکیب کنترلگر مقاوم-تطبیقی برای انجام آزمون‌های خستگی می‌باشد.
ضریب دبی شیر سرو ($m^{5/2}/kg^{1/2}$)	C_q	
بهره استاتیک اسپول شیر سرو ($m^3/s/v$)	C_v	
سیگنال اغتشاش	d	
تابع تبدیل تاخیر زمانی	D	
خطای دامنه بین نیروی اندازه گیری شده و سیگنال مرجع (N)	Err_{amp}	
خطای شناسایی	E_v	
سیگنال نیروی اندازه گیری شده (N)	f_m	
میانگین سیگنال نیروی اندازه گیری شده (N)	$\bar{f}_m$	
سیگنال نیروی شبیه سازی شده (N)	f_s	
تابع تبدیل نامی سیستم	G	
تابع تبدیل سیستم حلقه باز به همراه کنترلگر پسخور	G_s	
بهره استاتیک سیستم (N/v)	$Gain_{static}$	
سختی قطعه کار تحت آزمایش (N/m)	K_{sp}	
تابع تبدیل حلقه	L_s	
نویز اندازه گیری	n	
تابع بین ورودی و خروجی سیستم حلقه بسته در قالب استاندارد	N	
تابع برای طراحی کنترلگر به روش حساسیت مخلوط	N_1	
تابع سیستم بدون کنترلگر در قالب استاندارد	P	
فشار بار (اختلاف فشار دو خروجی شیر سرو) (pa)	P_L	

۸- سپاسگزاری

پیاده سازی سیستم کنترلی در این پژوهش با حمایت مالی و تجهیزاتی پژوهشکده هواخورشید دانشگاه فردوسی مشهد صورت پذیرفته است که بدین وسیله قدردانی می‌گردد.

۹- فهرست علائم

A_a	سطح مقطع سیلندر هیدرولیک (m^2)
B_a	میرایی سیلندر هیدرولیک (N.s/m)
B_{sp}	میرایی قطعه کار تحت آزمایش (N.s/m)

[6] Clarke D., Adaptive Control of Servo Hydraulic Materials-Testing Machines: A comparison between Black and Grey-box models, Annual Reviews in Control, pp 77-88, 2001.

[7] Kasprzyczak L. and Macha S., Selection of settings of the PID controller by automatic tuning at the control system of the hydraulic fatigue stand, Mechanical Systems and Signal Processing, Elsevier, pp 1278-1288, 2007.

[۸] نجفی ف.، سازگار ه. و کیماسی ع.، طراحی کنترلگر بهینه تطبیقی برای دستگاه تست خستگی، هفدهمین کنفرانس سالیانه مهندسی مکانیک، تهران، ۱۳۸۸.

[9] Alve J. G. C., Meggiolaro M. A., Castro J. T. P. and T. H. Topper, A Learning control technique to increase the frequency of servo-hydraulic testing machines, ABCM Symposium Series in Mechatronics, Vol. 4, pp.229-236, 2010

[10] Hertberg R. W., Manson J. A., *Fatigue of Engineering Plastics*, Academic Press, 1980.

[۱۱] شیر ع.، یزدانی م. و پورگل م.، پیش بینی عمر خستگی مواد مرکب پلیمری بر اساس کاهش همزمان سفتی و استحکام تحت بارگذاری با دو سطح تنش، مجله مهندسی مکانیک مدرس، د. ۱۴، ش. ۱۴، ص ۱۳۷-۱۴۲، ۱۳۹۳.

[12] Abo-Elkhier M., Hamada A.A. and Bahei-El-Deen A., Prediction of fatigue life of glass fiber reinforced polyester composites using modal testing, International Journal of Fatigue, No. 69, pp 28-35, 2014.

[13] Skogestad S. and Postlethwaite I., Multivariable feedback control analysis and design, John Wiley & Sons, 2005.

[14] Zhou K., Essentials of Robust Control, Prentice Hall, 1999.

[15] MATLAB and Robust Toolbox Release 2012b, MathWorks, Inc., Natick, Massachusetts, United States.

[16] Astrom K. J. and Wittenmark B., Adaptive Control, Pearson Education Inc. , 1995.

[17] Centinkunt S., Mechatronics, John Wiley & Sons, 2007

[18] Niksefat N. and Sepehri N., Design and experimental evaluation of a robust force controller for an electro-hydraulic actuator via quantitative feedback theory, Control Engineering Practice, No 8, pp 1335-1345, 2000.

[19] Jelai M. and Kroll A., Hydraulic Servo-systems, Springer, 2003.

[20] Yousefi H., Handroos H. and Soleymani A., Application of Defferential Evolution in system identification of a servo-hydraulic system with a flexible load, Mechatronics, No18, pp 513-528, 2008.

[21] Ljung L., System Identification Theory for the User, 2nd edition, Prentice Hall, 1999.

فشار پمپ (pa)	P_s
دبی عبوری از شیر سرو (m^3/s)	q
سیگنال مرجع	r
تابع تبدیل حساسیت	S_s
ثابت زمانی اسپول شیر سرو	T_1
تابع تبدیل حلقه بسته کنترلگر دو درجه آزادی	T_{2DOF}
تابع تبدیل سیستم مرجع، دارای خروجی مطلوب	T_{ref}
تابع تبدیل مکمل حساسیت	T_s
سیگنال فرمان	u
ورودی کنترلگر در قالب استاندارد	v
ولتاژ تحریک شیر سرو (v)	v_s
ورودی سیستم حلقه بسته در قالب استاندارد	w
تابع وزنی سیگنال فرمان	W_c
تابع وزنی سیگنال اغتشاش	W_d
تابع وزنی سیگنال خطا	W_e
تابع وزنی سیگنال نویز	W_n
تابع وزنی کارایی برای طراحی به روش حساسیت مخلوط	W_p
تابع وزنی کارایی در تحلیل μ	W_P
تابع وزنی سیگنال ورودی	W_r
تابع وزنی سیگنال فرمان برای طراحی به روش حساسیت مخلوط	W_t
تابع وزنی سیگنال خروجی برای طراحی به روش حساسیت مخلوط	W_u
تابع وزنی عدم قطعیت ضرب شونده	W_U
موقعیت محور سیلندر هیدرولیک (m)	x_a
موقعیت سازه (m)	x_f
موقعیت اسپول شیر سرو (m)	x_s
خروجی	y
خروجی سیستم حلقه بسته در قالب استاندارد	z
علائم یونانی	
بزرگترین مقدار تکین	$\bar{\sigma}$
متغیر زمان بندی بهره	α

۱۰- مراجع

[۱] رضائی م. و حسن نژاد ر.، ارائه مدل پیوسته برای آنالیز ارتعاشات آزاد تیر با یک ترک خستگی، مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، د. ۳۹، ش. ۱، ص ۲۵-۳۶، ۱۳۸۸.

[۲] خان محمدی م. و احمدی ع.، بررسی آسیب در ورق‌های کامپوزیتی تحت بار خستگی خمشی، مجله مهندسی مکانیک مدرس، د. ۱۵، ش. ۲، ص ۷۲-۸۰، ۱۳۹۴.

[3] Robert G. P., Fatigue Analysis and Testing of Wind Turbine Blades, Thesis, Durham University, 2013.

[4] Clarke D. and Hinton C. J., Adaptive control of Materials-testing Machines, Automatica, Vol. 33, No 6, pp 1119-1131, 1997

[5] Stoten D. P. and Bylul S., Application of the MCS algorithm of the Control of an Electrohydraulic System, IEEE, pp 1742-1747, 1994.