



## طراحی و پیاده‌سازی واحد کنترل دیجیتال دستگاه تست خستگی کششی - فشاری

بهنام معتکف ایمانی<sup>1\*</sup>، سیدحسین قرشی<sup>2</sup>، امیرمحمد قندهاریون<sup>3</sup>

1- دانشیار گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی

2- دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی

3- دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی

### چکیده

تحلیل رفتار خستگی مواد از ضروریات صنایع مختلف است. برای پژوهش در این زمینه نیاز مبرمی به دستگاه‌های تست خستگی وجود دارد. کنترل نیرو در دستگاه تست خستگی محوری نقش مهمی در عملکرد صحیح آن دارد. در این مقاله، واحد کنترل نیرو بر روی یک دستگاه تست خستگی کششی - فشاری برای ارتقای عملکرد آن پیاده‌سازی شده است. اطلاعات سنسورهای مختلف دستگاه به کمک یک کارت اکتساب داده جمع‌آوری شده و پس از پردازش در نرم افزار، کنترل بخش‌های مختلف صورت می‌پذیرد. برای کنترل دستگاه، یک تابع تبدیل برای شیر سروو ارائه شده و کنترل کننده ی نیرو بر مبنای آن طراحی شده است. در پایان، تأثیر واحد کنترل بر عملکرد سیستم در فرکانس‌های مختلف به صورت عملی به دست می‌آید. با کنترل نیرویی در دستگاه تست خستگی، قابلیت این دستگاه در انجام آزمایش‌ها با دقت بالا افزایش یافته و گام مهمی در زمینه ی کسب دانش فنی طراحی و ساخت این نوع دستگاه‌ها برداشته می‌شود.

**کلمات کلیدی:** سیستم‌های هیدرولیک - کنترل شیر سروو - کنترل نیرو - تست خستگی

### مقدمه

تحلیل رفتار خستگی مواد از ضروریات صنایع نیروگاهی، خودروسازی، هوا- فضا، دفاعی، هسته‌ای و مهندسی پزشکی می‌باشد. خواص خستگی مواد را نمی‌توان از آزمایش‌های کششی - فشاری ساده پیش‌بینی کرد. در برخی از استانداردها، انجام آزمایش‌های خستگی ضروری بوده و استفاده از دستگاه‌های تست خستگی با توانایی تست محصول نهایی اجتناب‌ناپذیر است. هدف از این تحقیق، طراحی و پیاده‌سازی واحد کنترل نرم افزاری دستگاه تست خستگی موجود جهت ارتقای عملکرد آن است. برای بررسی روند طراحی می‌توان به گزارش Joachim Stabler [1] و راهنمای دستگاه تست خستگی شرکت Instron [2] مراجعه کرد.

دستگاه تست خستگی کششی - فشاری توانایی اعمال نیروی کنترل شده (نیروی کششی، فشاری یا کششی - فشاری) به قطعه کار بسته شده در گیره‌های دستگاه را دارد. برخی تست‌های استاندارد خستگی کششی - فشاری مطابق مراجع [3] و [4] تعریف می‌شوند. اعمال نیرو تا شکست قطعه کار یا افزایش رشد ترک به میزان مورد نیاز [4] ادامه خواهد داشت. در دستگاه‌های خستگی فرکانس بالا - نیرو کم، از عملگرهای الکتریکی و در دستگاه‌های فرکانس پایین - نیرو زیاد از عملگر هیدرولیکی استفاده می‌شود. در سیستم‌های هیدرولیکی، سیلندر هیدرولیک به عنوان عملگر نیرو به کار می‌رود و نیروی سیلندر توسط شیر سروو کنترل می‌گردد. به علت نیروی زیاد در سیستم‌های هیدرولیکی، سازه ی مکانیکی دستگاه که گیره‌های دستگاه به آن متصل است، علاوه بر توانایی تحمل نیروهای نوسانی باید صلبیت مناسبی داشته باشد.



در این مقاله ابتدا مشخصات دستگاه تست خستگی با قابلیت اعمال نیروی نوسانی حداکثر 25KN و محدوده ی فرکانسی 10-50Hz بیان می گردد. سپس سیستم هیدرولیکی دستگاه بر مبنای مشخصه های فیزیکی آن مدل سازی می شود. با استفاده از مدل های به دست آمده، کنترل کننده ی نرم افزاری مناسب پیشنهاد می گردد. در پایان، نتایج حاصل از تاثیر تغییر فرکانس در محدوده ی مورد بحث بر روی عملکرد دستگاه با یکدیگر مقایسه خواهد شد.

### معرفی دستگاه تست خستگی

دستگاه تست خستگی مورد بررسی (شکل 1) دارای فریم چهار ستونی است که در آن، نیروی نوسانی مورد نیاز توسط سیلندر هیدرولیک دوطرفه ایجاد می شود. حرکت سیلندر هیدرولیک توسط شیر سروو کنترل شده و نیروی نوسانی اعمال شده به قطعه کار توسط لودسل<sup>1</sup> اندازه گیری می گردد. برای کنترل دستگاه از کارت جمع آوری اطلاعات<sup>2</sup> مدل PCI1712 ساخت شرکت Advantech استفاده شده است. کلیه ی شیرهای هیدرولیکی از خروجی های دیجیتال این کارت فرمان می گیرند و شیر سروو از طریق خروجی آنالوگ کارت همراه با یک تقویت کننده کنترل می گردد. حسگرهای دستگاه که شامل یک لودسل، دو فشارسنج<sup>3</sup>، یک LVDT و یک دماسنج می باشند، به ورودی های آنالوگ کارت متصل و اطلاعات کسب شده توسط الگوریتم های پیاده سازی شده در محیط نرم افزار Matlab پردازش می شوند. نمای شماتیک کنترل دستگاه تست خستگی در شکل 2 نشان داده شده است. همانطور که در این شکل مشخص شده، نیروی وارد بر قطعه کار توسط لودسل اندازه گیری شده و از طریق مدار راه اندازه ADAM3016 به کارت اکتساب داده منتقل می گردد. مشخصات نیروسنج در جدول 1 ارائه شده است. نیروسنج بوسیله دینامومتر Kistler [5] کالیبره شده و رابطه ی خطی بین نیروی وارده و ولتاژ خروجی از آن مطابق رابطه ی (1) به دست آمده است. در این رابطه Force نیروی محوری وارد بر قطعه کار بر حسب KN و Voltage اندازه ی ولتاژ خروجی از لودسل است.

$$\text{Force} = - 9.8584 \times \text{Voltage} - 0.3097 \quad (1)$$

برای دستگاه تست خستگی مورد بررسی، مجموعه ی منبع قدرت طراحی و ساخته شده است (شکل 1). در این مجموعه از یک موتور 7.5KW برای دوران پمپ دبی متغیر به منظور ایجاد فشار روغن لازم برای حرکت سیلندر هیدرولیک و از یک موتور 3.5KW برای مسیر خنک کاری روغن استفاده می شود.

جدول 1: مشخصات نیروسنج

Type	UIS
Accuracy Class	0.1
Max Force	40KN
Fundamental Resonance Frequency	450Hz
Nominal Displacement	0.21mm

<sup>1</sup> Load Cell

<sup>2</sup> Data Acquisition (DAQ)

<sup>3</sup> Pressure Transmitter



انجمن مهندسی ساخت و تولید ایران

دهمین کنفرانس مهندسی ساخت و تولید ایران

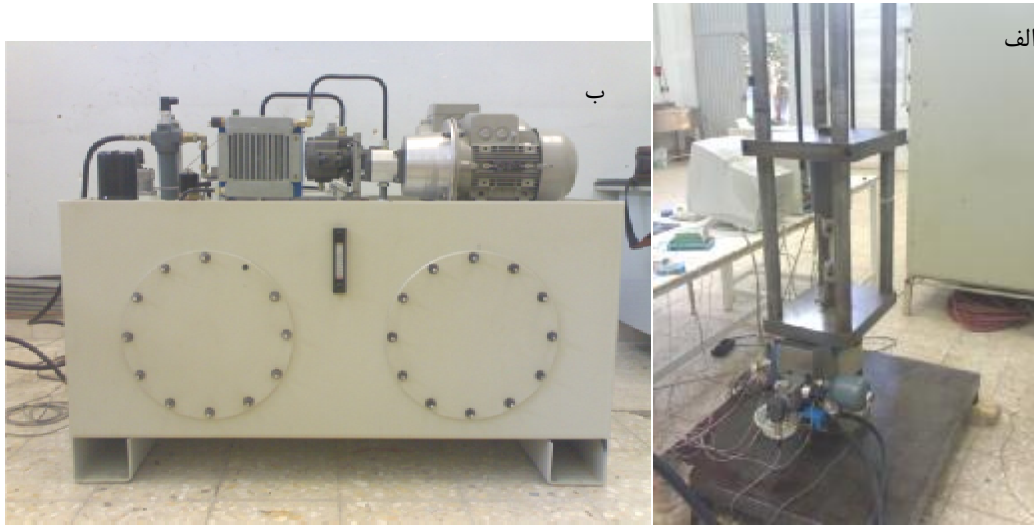
ICME 2010

12-10 اسفند ماه 1388

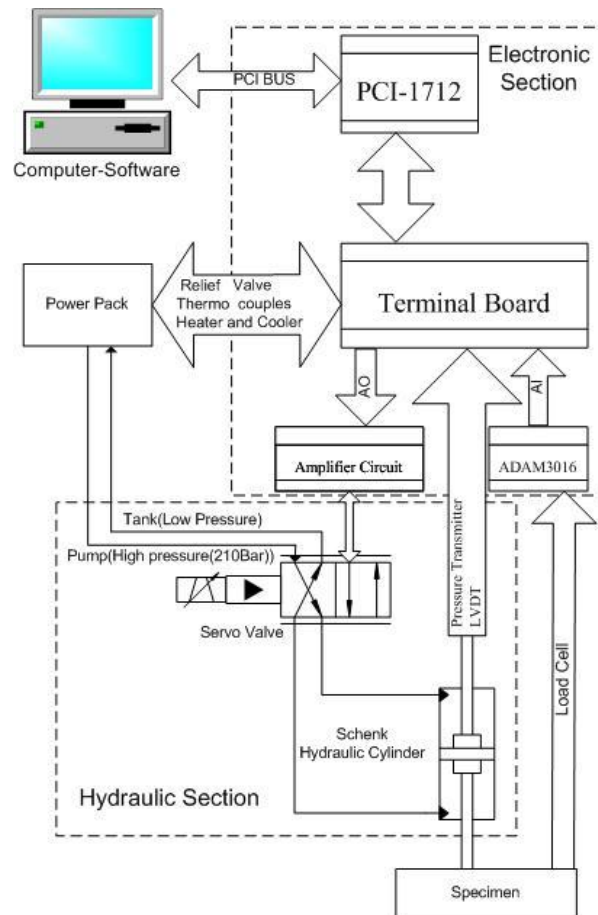
دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل



دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل



شکل 1: دستگاه تست خستگی ساخته شده در آزمایشگاه CAD/CAM: الف) سازه دستگاه ب) منبع قدرت دستگاه



شکل 2: نمای شماتیک بخش‌های مختلف دستگاه تست خستگی

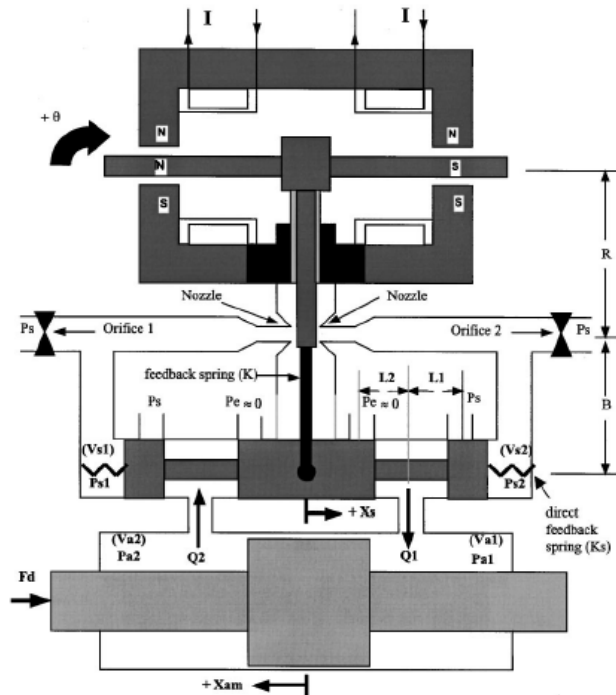


## مدلسازی کنترلی دستگاه

مهمترین بخش کنترل دستگاه تست خستگی، کنترل شیرسرو است. شیر سرو استفاده شده در این دستگاه از نوع دو طبقه‌ای ساخت شرکت Rexroth به شماره فنی 4WS2.EM4 بوده و دبی خروجی آن تابعی از جریان الکتریکی ورودی و اختلاف فشار دو مسیر خروجی است [6]. با صرف نظر از اتلافات جزئی فشار در مسیر شیر سرو تا سیلندر هیدرولیک، اختلاف فشار دو طرف سیلندر با اختلاف فشار خروجی‌های شیر سرو برابر در نظر گرفته می‌شود. به دلیل کوچک بودن تأثیرات نیروی اینرسی در مقایسه با نیروی حاصل از سختی قطعه کار، دینامیک سیلندر هیدرولیک قابل چشم پوشی است [7 و 8]. بنابراین، نیروی اعمال شده بر قطعه کار تنها متناسب با اختلاف فشار دو طرف سیلندر هیدرولیک است. با توجه به محدوده ی کاری، مدل خطی برای مدلسازی و کنترل این سیستم توصیه می‌گردد [9]. مدل خطی برای شیر سرو دو طبقه مشابه شکل 3 به صورت رابطه ی (2) به دست آمده است [9].

$$\frac{x_s(s)}{i(s)} = \frac{-b_0s + b_1}{s^5 + a_1s^4 + a_2s^3 + a_3s^2 + a_4s + a_5} \quad (2)$$

در رابطه فوق،  $x_s$  نشان دهنده ی تغییر مکان spool و  $i$  شدت جریان ورودی به شیر سرو است. در صورتی که شیر سرو دارای یک فنر بازخورد مستقیم بر روی spool باشد، ضریب  $b_0$  در تابع تبدیل برابر صفر خواهد بود [9].



شکل 3: شکل یک شیر سرو دو طبقه [7]

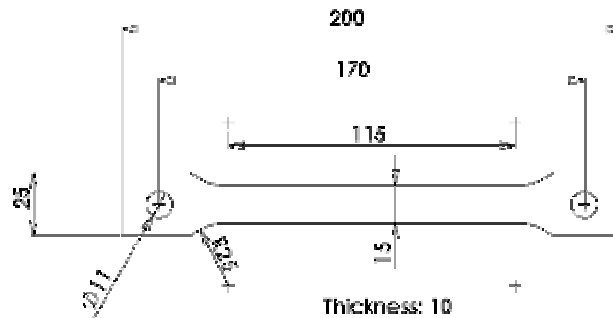


### طراحی کنترل کننده نیرویی دستگاه تست خستگی

با استفاده از مدل موجود برای شیر سروو، کنترل کننده ی مناسب برای کنترل دامنه نیرو با استفاده از ولتاژ ورودی طراحی شده است. از آنجا که رابطه ی بین دامنه ی ولتاژ و دامنه ی نیرو در یک فرکانس مشخص، خطی است، استفاده از کنترلر PI پیشنهاد می گردد. وجود نوسان های ناخواسته در اندازه ی دامنه دلیل دیگری بر عدم استفاده از عبارت مشتق گیر در کنترل کننده است [10]. پس از پیاده سازی کنترل کننده ی اولیه، ضرایب آن با بررسی داده های خروجی تنظیم می شود. این آزمایش ها بر روی قطعه کار آلومینیومی مطابق شکل 4 انجام شده است. ضرایب به دست آمده در جدول 2 ارائه شده اند. نتایج آزمایش های انجام شده به ازای فرکانس های 10Hz تا 50Hz در شکل 5 نشان داده شده است. در شکل 6 تغییرات نیرو و ولتاژ ورودی برای یک نمونه از آزمایش ها در فرکانس 10Hz مشاهده می شود. همان طور که مشخص است، مقدار خطا پس از حدود 22 sec به سمت صفر میل می کند.

جدول 2: ضرایب کنترل کننده PI

بهره (K) (Volt/kN)	ثابت زمانی انتگرال گیر (Ti) (s)
0.008	0.02



شکل 4: ابعاد نمونه استاندارد آلومینیومی برای تست خستگی

### نتیجه گیری

در این مقاله سیستم کنترل دستگاه تست خستگی کششی - فشاری مورد بررسی قرار گرفت. در ابتدا دستگاه مورد نظر معرفی و اطلاعات مربوط به بخش های مختلف آن ارائه شد. سپس یک مدل خطی مرتبه ی پنج برای شیر سروو پیشنهاد گردید. کنترل کننده ی مناسب بر مبنای مشخصات سیستم کنترلی انتخاب و ضرایب آن تعیین گشت. در پایان، نتایج حاصل از پیاده سازی کنترل کننده در جهت بهبود تنظیم دامنه ی نیروی اعمال شده به قطعه کار، در محدوده ی فرکانس کاری دستگاه ارائه شد.



انجمن مهندسی ساخت و تولید ایران

دهمین کنفرانس مهندسی ساخت و تولید ایران

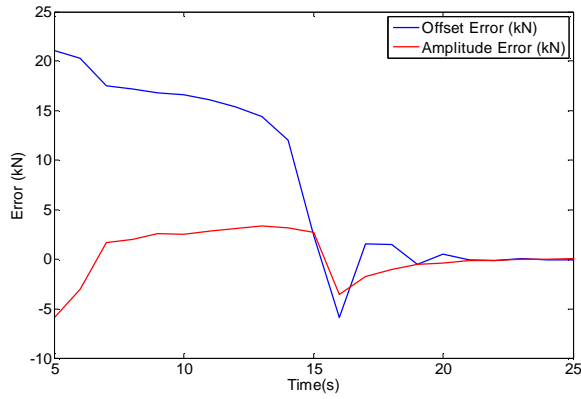
ICME 2010

12-10 اسفند ماه 1388

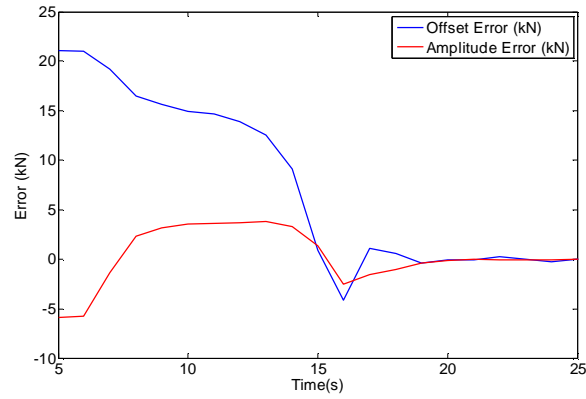
دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل



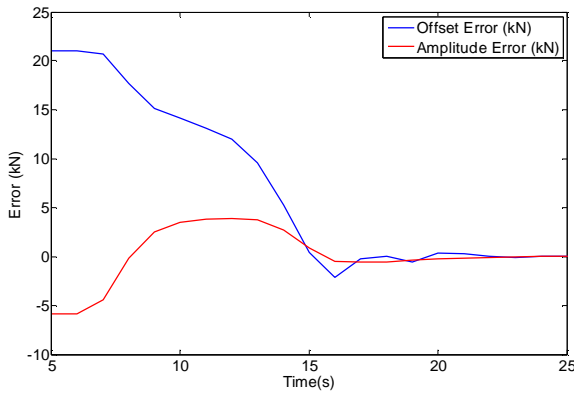
دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل



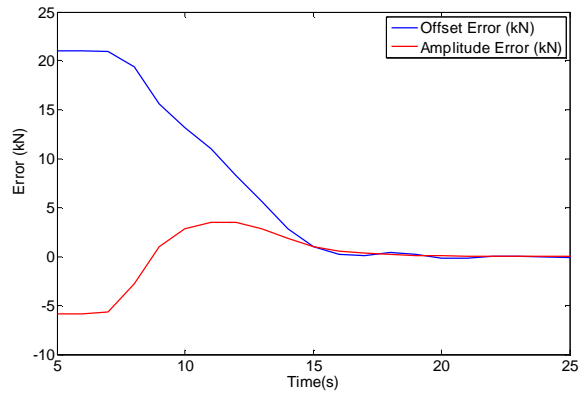
(الف)



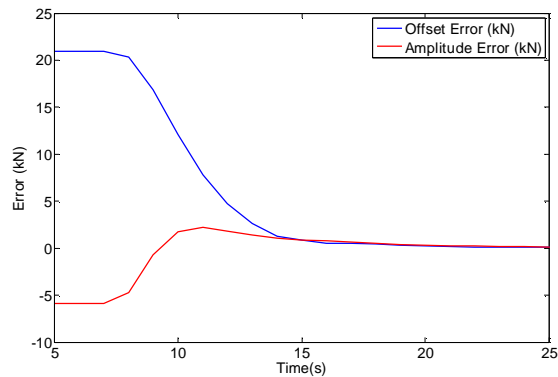
(ب)



(پ)



(ت)



(ث)

شکل 5: خطای ایجاد شده در کنترل کننده ی نیرو در دستگاه تست خستگی: (الف) 10Hz، (ب) 20Hz، (پ) 30Hz، (ت) 40Hz.

(ث) 50Hz



انجمن مهندسی ساخت و تولید ایران

دهمین کنفرانس مهندسی ساخت و تولید ایران

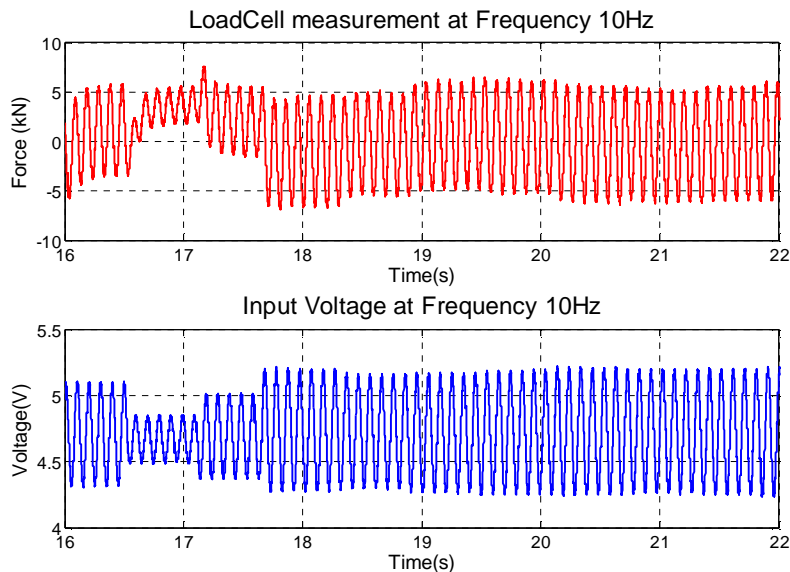
ICME 2010

12-10 اسفند ماه 1388

دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل



دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل



شکل 6: نتایج آزمایش تاثیر کنترلر بر تنظیم دامنه دستگاه در فرکانس 10Hz

#### مراجع

1. Stabler J., New Servo-Hydraulic Testing Machine for the Institut für Massivbau und Baustofftechnologie, Institut für Massivbau und stofftechnologie, Universität Leipzig, 1999.
2. "Instron Structural Testing Systems, Reference Manual", Version C, 2007.
3. "Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Test of Metallic Materials", ASTM Designation: E466-07, 2007.
4. "Standard Test Method for Measurement of Fatigue Crack Growth Rates", ASTM Designation: E 647-08, 2009.
5. "Quartz-3 component Dynamometer, Instruction Manual", Kistler Co., 9255B-002-052-01.91.
6. "Servo directional valve of 4-way design Type 4WS.2E", Rexroth Bosch Group, 2003.
7. T. P. Neal, "Performance Estimation for Electro Hydraulic Control Systems", Moog, Technical Bulletin 126, 1974.
8. Centinkunt, S., Mechatronics, John Willy & Sons, (2007).
9. Kim D.H., Tsao T.C., "A linearized electro hydraulic servo valve model for valve dynamics sensitivity analysis and control system design", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 122, pp. 179-187, 2000.
10. Ogata K., Modern Control Engineering, 4<sup>th</sup> edition, Prentice Hall, (2005).