

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مکانیک

طراحی کنترلر برای حرکت سنکرون دو سیلندر جفتی در سیستم الکتروهیدرولیک

دانشجو: حسن پیرزاده مقدم باغسیاه

استاد راهنما:

دکتر اردشیر کرمی محمدی

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

بهمن ۸۸

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده:

گروه :

پایان نامه کارشناسی ارشد (رساله دکتری) آقای / خانم.....
تحت عنوان:

در تاریخ توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک کارشناسی ارشد
(رساله دکتری) مورد ارزیابی و با درجه مورد پذیرش قرار گرفت.

امضاء	اساتید مشاور	امضاء	اساتید راهنما
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی :
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی :

امضاء	نماینده تحصیلات تکمیلی	امضاء	اساتید داور
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :

تقدیم به پدر و مادر عزیزم

و همسر مهربانم

شایسته است از استاد محترم جناب آقای دکتر اردشیر کرمی محمدی که در طول تحقیق و تدوین پایاننامه اینجانب را حمایت و راهنمایی کردند، قدردانی و تشکر نمایم. همچنین از تمامی دوستانی که در این راه به بنده یاری رساندند، قدردانی خود را ابراز میدارم.

دانشجو تأیید می نماید که مطالب مندرج در این پایان نامه (رساله) نتیجه تحقیقات خودش می باشد و در صورت استفاده از نتایج دیگران مرجع آن را ذکر نموده است.

کلیه حقوق مادی مترتب از نتایج مطالعات ، آزمایشات و نوآوری ناشی از تحقیق موضوع این پایان نامه (رساله) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد .

تیر ۸۸

چکیده

سیستم‌های هیدرولیکی به دلیل کوچک بودن اندازه آنها و همچنین توانایی آنها برای تامین

نیروها و گشتاورهای بزرگ، بطور گسترده در صنایع مختلف کاربرد دارد.

در سیستم‌های هیدرولیک، بطور سنتی سنکرونکردن حرکت در بین چند عملگر به وسیله

تقسیم‌کننده جریان مایع و یا مکانیسم‌های اتصال انجام میشود. به هر حال، تقسیم‌کننده جریان و

اتصالات مکانیکی برای تامین همزمان‌سازی حرکت با دقت بالا با وجود بارهای مختلف، خصوصیات

غیر خطی در دینامیک سیستم، تغییرپذیری در اجزاء هیدرولیک و تراکم‌پذیری یا قابلیت فشردگی

سیال در حال چرخش، کافی نیست. این موارد مشکل دستیابی به همزمان‌سازی حرکت با عملکرد بالا

را افزایش می‌دهد و موارد ایمنی را که باید به هنگام اعمال بار زیاد و یا کورسهای حرکت بزرگ،

رعایت کرد را افزایش میدهد. با اجزاء پیشرفته الکترونیکی کنترل جریان، مانند شیرهای تناسبی و

شیرهای سرو، رویکرد کنترل فیدبک به یک گزینه مطلوب برای سیستم‌های الکتروهیدرولیک تبدیل

میشود.

غیر خطی بودن و پارامترهای نامشخص، دو چالش مهم در گسترش الگوریتم کنترل برای

سیستم‌های الکتروهیدرولیک است. رویکردهای کنترل مختلف برای حل کردن روابط غیر خطی

سیستم و بدست آوردن پارامترهای غیردقیق در سیستم‌های هیدرولیک مورد بررسی قرار گرفته است.

به طور خاص، نشان داده خواهد شد که کنترل فازی در تعیین پارامترهای نامشخص، پیچیدگیها و مشکلات سیستم، مؤثر است. یکی از فاکتورهای مهم در گسترش یک کنترلر فازی مفید، توانایی برای ایجاد یک نگاشت عددی در بین مجموعه متغیرهای فازی، به منظور دستیابی به مجموعه اهداف کنترل بدون نیاز به توصیف‌های ریاضی دقیق سنتی از مدل دستگاه است.

در این تحقیق برای یک سیستم بالابر الکتروهیدرولیک با دو عملگر سیلندر-پیستون و با بارهای غیریکسان، کنترلر فازی جامعی که حاوی یک جفت کنترلکننده سیلندر و یک کنترلر هماهنگکننده سرعت و حرکت، پیشنهاد می‌شود. سیستمی که در نظر گرفتیم حاوی دو عملگر الکتروهیدرولیک است که توسط سیکل‌های کنترل مستقل هدایت میشوند. در طراحی کنترلر همزمانکننده حرکت، برای سنکرونکردن موقعیت سیلندرها ی هیدرولیکی، از کنترلر فازی تطبیق‌دهنده استفاده شده‌است. کنترلر هر سیلندر شامل یک کنترلر همزمانکننده حرکت و یک کنترلر ردیاب فازی میباشد. کنترلر همزمانکننده حرکت، دو کنترلر مخصوص هر کدام یک از سیلندرها را برای کاهش خطای همزمانی تطبیق می‌دهد. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهند که کنترلر فازی جامع پیشنهاد شده می‌تواند به طور مؤثر عملکرد همزمانی حرکت و ردیابی موقعیت را همراه با خط سیری مطلوب بهبود بخشد.

لیست مقالات مستخرج از پایان نامه

[1] Karami Mohammadi, A. Pirzadeh Moghaddam, H. (2008). “*Modeling and Pressure/Flow Control of a Robotic Arm Single Stage Valve*” , 16th. Annual (International) Conference on Mechanical Engineering , ISME 2008 , 1127-1131.

2. دکتر اردشیر کرمی محمدی ، حسن پیرزاده مقدم . ۱۳۸۷ . "طراحی کنترلر فازی جهت همزمانسازی حرکت دو سیلندر در یک سیستم الکتروهیدرولیک " . هجدهمین کنفرانس بینالمللی مکانیک ، دانشگاه صنعتی شریف ، ISME 2010

فهرست مطالب

فصل اول: مقدمه

- ۱-۱ مقدمه ۲
- ۱-۲ مروری بر کارهای گذشته ۴

فصل دوم: توصیف سیستم و مدل

- ۱-۲ توصیف سیستم ۲۲
- ۲-۲ مدل کردن سیستم ۲۴
- ۳-۲ مدل کوپلینگ سیستم سرو هیدرولیک دو سیلندری ۴۱

فصل سوم: کنترل همزمانی حرکت

- ۱-۳ بلوک دیاگرام سیستم ۴۵
- ۲-۳ طراحی کنترلر پیش‌بینی کننده ۴۷
- ۳-۳ طراحی کنترلر ردیاب فازی ۵۰
- ۴-۳ طراحی کنترلر تطبیقی فازی برای بهبود همزمانی حرکت ۵۴

فصل چهارم: نتایج شبیه سازی با نرم افزار MATLAB

۱-۴ نتایج شبیه سازی ۵۸

۲-۴ ارزیابی مدل ۶۸

فصل پنجم: نتایج و پیشنهادات

۱-۵ نتایج ۷۵

۲-۵ پیشنهادات ۷۶

مراجع ۷۷

فهرست اشکال

فصل اول

- شکل ۱-۱ مدل ساختاری شیر سروالکتروهیدرولیک و نیروهای وارد بر آن ۵
- شکل ۲-۱ دیاگرام شماتیک سیستم هیدرولیک ۶
- شکل ۳-۱ مجموعه آزمایشی ۶
- شکل ۴-۱ دیاگرام شماتیک سیستم عملگر هیدرولیک تحت کنترل شیر مرکز باز ۷
- شکل ۵-۱ بلوک دیاگرام کنترل سرعت عملگر الکتروهیدرولیک مرکز باز ۸
- شکل ۶-۱ دیاگرام شماتیک سیستم هیدرولیک با بار محوری ۹
- شکل ۷-۱ بلوک دیاگرام سیستم کنترل جابجایی سرعت ۹
- شکل ۸-۱ بلوک دیاگرام سیستم کنترل بار محوری سیلندر ۱۰
- شکل ۹-۱ بلوک دیاگرام شیر کنترل فشار تکمرحله‌ای ۱۰
- شکل ۱۰-۱ لودر از نوع چرخدار (مثالی از خودروه‌های مفصلی) ۱۱
- شکل ۱۱-۱ شماتیک سیستم کنترل فرمان مورد استفاده در لودر سایز متوسط ۱۲
- شکل ۱۲-۱ شماتیک سیستم الکتروهیدرولیک یک خودروی مفصلی ۱۲
- شکل ۱۳-۱ سطح مقطع شیر تناسبی دو مرحله‌ای چهار راهه در عملگرهای سلنویید هیدراک ۱۳
- شکل ۱۴-۱ دینامیک‌های خطی ۱۴
- شکل ۱۵-۱ شماتیک سیستم آزمایشی الین ۱۴
- شکل ۱۶-۱ پاسخ شیر به ورودی پله ۱۵
- شکل ۱۷-۱ مدل اصطکاکی مورد استفاده در مدل سیستم (دربرگیرنده مدلهای کارنپ و استریبک) ۱۵
- شکل ۱۸-۱ ماشین میخساز اتوماتیک ۱۶
- شکل ۱۹-۱ نمای شماتیک سیستم تغذیه هیدرولیک ۱۷
- شکل ۲۰-۱ مدل سیستم تغذیه هیدرولیک ۱۷
- شکل ۲۱-۱ دیاگرام شماتیک سیستم کنترل موقعیت الکتروهیدرولیک ۱۸

فصل دوم

- شکل ۱-۲ سیستم الکتروهیدرولیک با دو سیلندر و یک منبع تامین روغن هیدرولیک ۲۳
- شکل ۲-۲ مسیر چرخش جریان روغن هیدرولیک در سیستم الکتروهیدرولیک دو سیلندری ۲۴
- شکل ۳-۲ توابع ورودی کنترل سیلندر تناسبی سمت راست ۲۹
- شکل ۴-۲ توابع ورودی کنترل سیلندر تناسبی سمت چپ ۳۳
- شکل ۵-۲ منحنیهای مشخصه اصطکاک ۳۷

فصل سوم

- شکل ۱-۳ بلوک دیاگرام کنترل برای سیستم سروهیدرولیک دوسیلندری ۴۵
- شکل ۲-۳ قوانین فازی توابع ورودی کنترل در کنترلر فازی شبه PD ۵۲

فصل چهارم

- شکل ۱-۴ بلوک دیاگرام سیستم الکتروهیدرولیک در نرمافزار MATLAB ۵۸
- شکل ۲-۴ نتایج شبیهسازی طراحی FFC برای بارگزاری ۲۱۰ و ۰ کیلوگرم بر سیلندر چپ و راست ۶۰
- شکل ۳-۴ نتایج شبیهسازی طراحی FFC برای بارگزاری ۰ کیلوگرم بر روی هر دو سیلندر ۶۳
- شکل ۴-۴ نتایج شبیهسازی طراحی FTC برای بارگزاری ۲۱۰ و ۰ کیلوگرم بر سیلندر چپ و راست ... ۶۵
- شکل ۵-۴ نتایج شبیهسازی طراحی FCC برای بارگزاری ۲۱۰ و ۰ کیلوگرم بر سیلندر چپ و راست ... ۶۶
- شکل ۶-۴ پاسخهای پله سیستم سروهیدرولیک به ولتاژ ورودی کنترل ۵۷ ۶۹
- شکل ۷-۴ پاسخهای پله سیستم سروهیدرولیک به ولتاژ ورودی کنترل ۵۷ ۷۱

فهرست جداول

فصل اول

جدول ۱-۱ مشخصات اجزا ۱۹.....

فصل دوم

جدول ۱-۲ پارامترهای سیستم و مشخصات آنها ۲۲.....

جدول ۲-۲ ضرایب تابع اصطکاک سیستم سروهیدرولیک ۳۹.....

فصل سوم

جدول ۱-۳ قواعد فازی کنترلر ردیاب فازی سمت چپ ۵۵.....

جدول ۲-۳ قواعد فازی کنترلر ردیاب فازی سمت راست ۵۵.....

جدول ۳-۳ قواعد فازی کنترلر جامع فازی ۵۶.....

فصل اول

مقدمه

۱-۱ مقدمه

سیستم‌های هیدرولیک به دلیل کوچک بودن نسبت اندازه به قدرت در آنها و همچنین توانایی آنها برای تامین نیروها و گشتاورهای بزرگ، بطور گسترده در صنایع مختلف مانند کنترل تعلیق فعال، ماشینآلات خطوط تولید و غیره کاربرد دارد.

سنکرونکردن حرکت، یک زمینه تحقیقاتی وسیع در صنایع بوجود آورده است که از نیاز به ایجاد منحنی‌های هندسی دقیق برای ماشین‌های چند محوری و بازوهای رباتیک ناشی می شود. در سیستم‌های هیدرولیک، بطور سنتی سنکرونکردن حرکت در بین چند عملگر به وسیله تقسیم کننده جریان مایع و یا مکانیسم‌های اتصال در سیستم‌های حلقه‌باز، انجام میشود. به هر حال، تقسیم کننده جریان حلقه باز و اتصالات مکانیکی برای تأمین همزمان‌سازی حرکت با دقت بالا با وجود بارهای مختلف، خصوصیات غیر خطی در دینامیک سیستم، تغییرپذیری در اجزاء هیدرولیک و تراکم‌پذیری یا قابلیت فشردگی سیال در حال چرخش، کافی نیست. این موارد مشکل دستیابی به همزمان‌سازی حرکت با عملکرد بالا را افزایش می‌دهد و موارد ایمنی را که باید به هنگام اعمال بار زیاد و یا کورسهای حرکت بزرگ، رعایت کرد را افزایش میدهد. با اجزاء پیشرفته الکترونیکی کنترل جریان، مانند شیرهای تناسبی و شیرهای سرو، رویکرد کنترل فیدبک به یک گزینه مطلوب برای سیستم‌های الکتروهیدرولیک تبدیل میشود، بطوریکه اجازه میدهد دقت و پهنای باند حفظ شود.

غیر خطی بودن و عدم اطمینان به پارامترها، دو چالش مهم در گسترش الگوریتم کنترل برای

سیستم‌های الکتروهیدرولیک است. رویکردهای کنترل مختلف برای حل کردن روابط غیر خطی

سیستم و بدست آوردن پارامترهای غیردقیق در سیستم‌های هیدرولیک مورد بررسی قرار گرفته است. به طور خاص، نشان داده خواهد شد که کنترل فازی در تعیین پارامترهای نامشخص، پیچیدگیها و مشکلات سیستم، مؤثر است. یکی از فاکتورهای مهم در گسترش یک کنترلر فازی مفید، توانایی برای ایجاد یک نگاشت عددی در بین مجموعه متغیرهای فازی، به منظور دستیابی به مجموعه اهداف کنترل بدون نیاز به توصیف‌های ریاضی دقیق سنتی از مدل دستگاه است.

در این تحقیق برای یک سیستم بالابر هیدرولیک طراحی کنترلر فازی جامع که حاوی یک جفت کنترلکننده سیلندر و یک کنترلر همزمانکننده حرکت - که FCC^1 هم خوانده می‌شود - برای حرکت همزمان و موقعیت، پیشنهاد می‌شود. سیستمی که در نظر گرفته‌ایم حاوی دو عملگر الکتروهیدرولیک است که توسط سیکل‌های کنترل مستقل هدایت میشوند. در طراحی کنترلر همزمانکننده حرکت، برای سنکرون‌کردن موقعیت سیلندرهاى هیدرولیکی، از کنترلر فازی تطبیق‌دهنده استفاده شده‌است. کنترلر هر سیلندر شامل یک کنترلر همزمانکننده حرکت (FCC) و یک کنترلر ردیاب فازی - که FTC^2 هم خوانده می‌شود - میباشد. کنترلر همزمانکننده حرکت، دو کنترلر مخصوص هر کدام یک از سیلندرها را برای کاهش خطای همزمانی تطبیق می‌دهد. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهند که کنترلر فازی جامع پیشنهاد شده می‌تواند به طور مؤثر عملکرد همزمانی حرکت و ردیابی موقعیت را همراه با خط سیری مطلوب بهبود بخشد.

1 Fuzzy Coordination Controller

2 Fuzzy Tracking Controller

۲-۱ مروری بر کارهای گذشته

انجام فعالیتها و تحقیقات کنترل سیستمهای اتوماسیون صنعتی از جمله هیدرولیک در سالهای

گذشته از اهمیت خاصی در تحقیقات و پروژههای صنعتی برخوردار است. نکته مهمی که در این

تحقیقات به چشم میخورد، انجام آنها بصورت آزمایشگاهی و صنعتی و مقایسه دادههای عملی با

دادههای نتیجهشده از مدلسازی سیستمها میباشد.

شی^۱ در سال ۲۰۰۵ تشخیص خطاهای سیستمهای الکتروهیدرولیک غیرخطی را بهبود داده

است [1]، او در این روش علاوه بر مدل طراحی شده، آزمایشاتی را انجام داد تا تناسب الگوریتم ارائه

شده در هنگام کاربرد آن در یک مجموعه الکتروهیدرولیک غیرخطی را ثابت کند. وی همچنین در

این کار تحقیقاتی مشکلات موجود در مدلسازی این مجموعه و گامهای مورد نیاز برای تعیین

فاکتورهای نامطمئن را مورد بررسی قرار میدهد. مدل ساختاری ارائهشده توسط او برای شیر تعبیه

شده و نیز نیروهای وارد بر آن در شکل ۱-۱ نشان داده شده است.

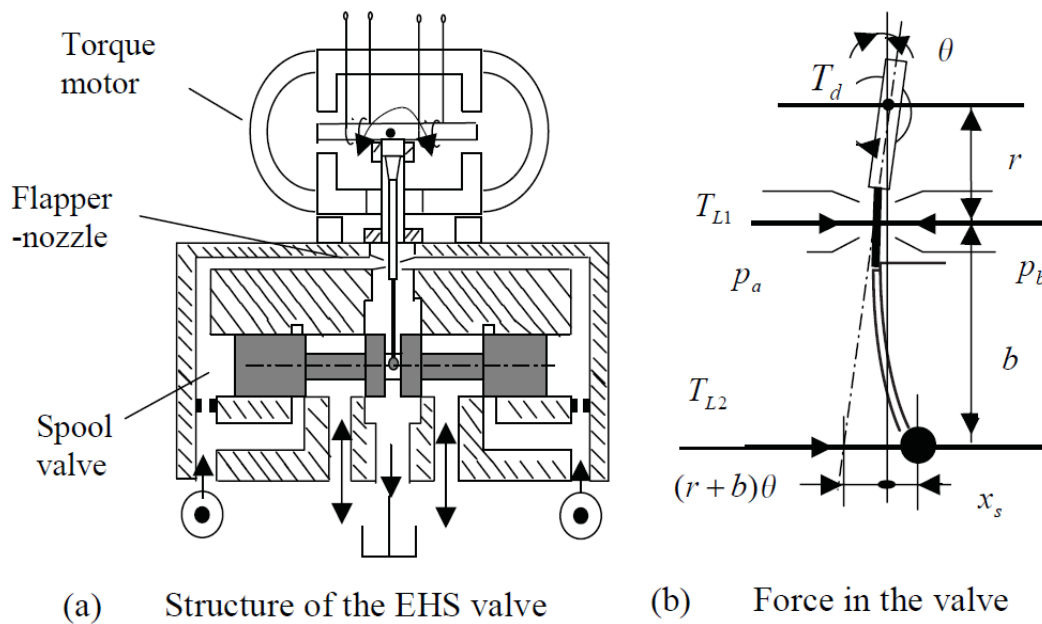
چیو^۲ و تامیزوکا^۳ در سال ۲۰۰۱ سنکرونکردن حرکت در چند محور برای ابزارهای ماشین

در یک چارچوب هندسی را فرمولبندی کردند [2].

Shi - ۱

Chiu ۲

Tomizuka ۳



شکل ۲-۱ مدل ساختاری شیر سروالکتروهیدرولیک و نیروهای وارد بر آن

در سال ۲۰۰۶ نیز یک روش کنترل تطبیقی برای سیستمهای الکتروهیدرولیک با پارامترهای

ناشناخته غیرخطی توسط گوان^۱ ارائه گردیده است [3]، از آنجائیکه اکثر روشهای کنترل تطبیقی

سیستمهای هیدرولیکی بر این فرض استوار میباشد که حجمهای کنترلی اصلی مشخص و کنترل

شدهاند و این انتظار بوجود میآید که پارامترهای ناشناخته سیستم رفتار خطی از خود نشان دهند،

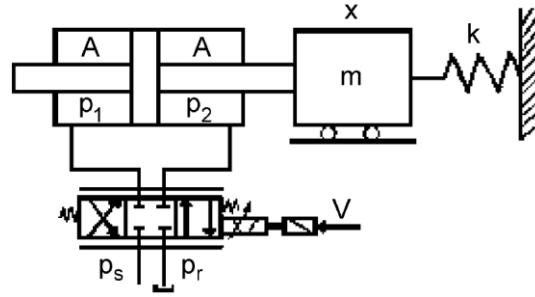
در صورتیکه در سیستمهای هیدرولیک عملی و واقعی این حجمها ناشناخته یا قابل تغییر میباشد،

بنابراین در عمل بعضی از پارامترهای ناشناخته بصورت غیرخطی ظاهر میشوند. او در این تحقیق یک

روش کنترلی با کنترلر تطبیقی غیرخطی که قوانین تطابق در آن لحاظ شده است را برای جبران

پارامترهای غیرخطی نامشخص که در اثر تنوع حجمهای کنترل بوجود آمده طراحی نمود. شکل ۲-۱

دیاگرام شماتیکی سیستم هیدرولیکی مفروض را نشان میدهد.

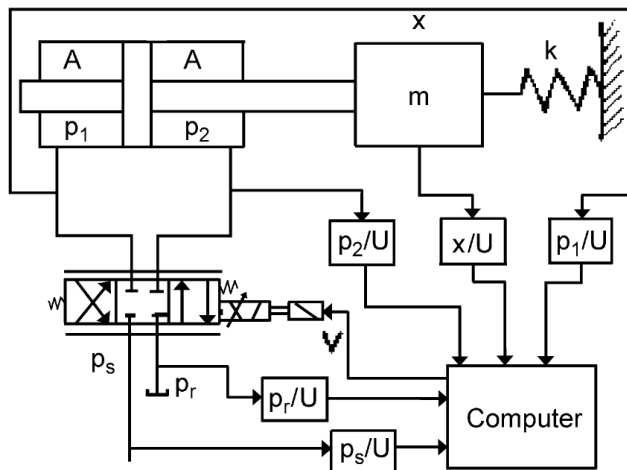


شکل ۳-۱ دیاگرام شماتیکی سیستم هیدرولیک

همچنین گوان برای تست الگوریتم ارائه شده برای این روش و همچنین برای مطالعه مشکلات

پایه‌های موجود در این نوع سیستم‌های الکتروهیدرولیک یک مجموعه آزمایشی مانند شکل ۳-۱

طراحی کرده است.



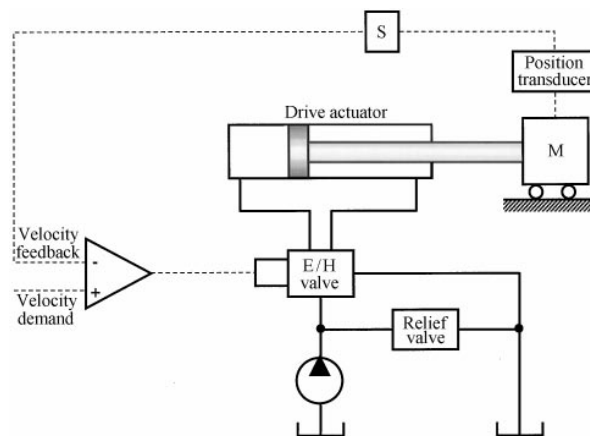
شکل ۴-۱ مجموعه آزمایشی

سان^۱ و چییو در سال ۲۰۰۲ یک الگوریتم کنترل غیرخطی را برای حل کردن همزمانی

حرکت سیستم بالابر الکتروهیدرولیک دو سیلندر توسعه دادند [4].

ژانگ^۱ یک روش سیستماتیک برای کنترل موتورهای هیدرولیک خطی طراحی کرده است [5].

در این روش الگوریتم تنظیم برپایه یک روش حسی مشترک کالیبراسیون سیستم هیدرولیک استوار است و قابلیت استفاده برای انتقال شیرهای تنظیم برای سیستمهای متفاوت بدون نیاز به هیچگونه اصلاحی را دارد، در واقع ارزیابی این روش شامل شبیهسازی دینامیکی یک موتور خطی هیدرولیک یک درجه آزادی میباشد، بعلاوه تستهای آزمایشگاهی نیز بر روی مدل مشابهی انجام شده است. در شکل ۴-۱ دیاگرام شماتیک سیستم عملگر هیدرولیک تحت کنترل شیر مرکز باز آورده شده است.



شکل ۵-۱ دیاگرام شماتیک سیستم عملگر هیدرولیک تحت کنترل شیر مرکز باز

همچنین بلوک دیاگرام کنترل سرعت طراحی شده برای عملگر الکتروهیدرولیک مرکز باز در

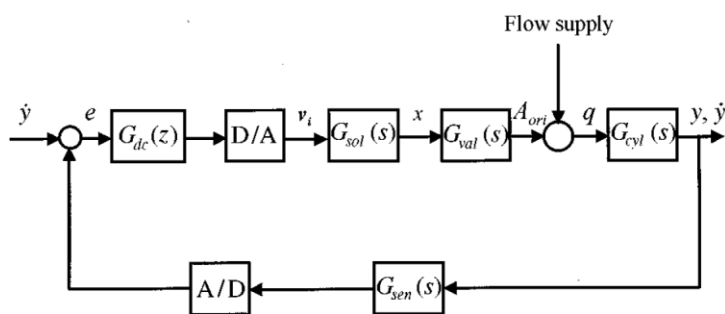
شکل ۵-۱ نشان داده شده است.

وی^۲ و لیمن^۱ در سال ۱۹۹۸ یک کنترلر ردیاب مسیر با دو درجه آزادی بر اساس سنکرون

بودن عملگر، برای همزمانی حرکت سیلندر پیشنهاد کردند [6]. کنترلر بر اساس سنکرون بودن عملگر

Zhang ۱

Wey ۲



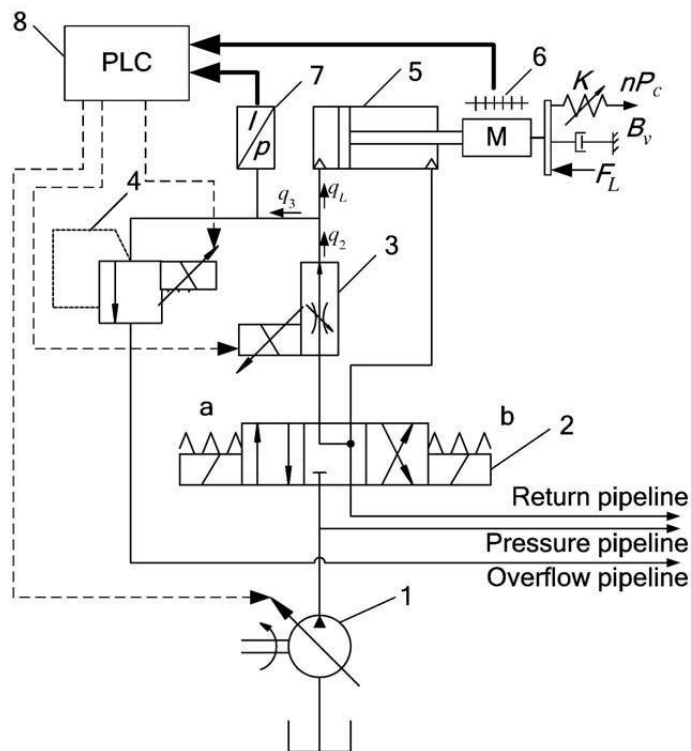
شکل ۶-۱ بلوک دیاگرام کنترل سرعت عملگر الکتروهیدرولیک مرکز باز

به عنوان یک کنترلر پیش‌بینیکننده (FFC) برای ایجاد دستور مرجع بر طبق مدل دینامیکی معکوس سیستم به نحویکه سیستم دینامیکی بتواند در یک ناحیه اطراف خط سیر مورد نظر حرکت کند، کار می‌کند. هندسه متمایز پیچیده مانند در دسترس بودن متغیر حالت سیستم برای محاسبه دستور مرجع مورد نیاز است. کنترل حلقه باز دیگری را می‌توان برای جبران خطا همراه با عدم اطمینان به مدل‌کردن پارامترهای نامشخص به کار گرفت.

هایونگ^۲ یک سیستم هیدرولیک که نیرو و فشار محوری اعمال میکند و برای تونلسازی سطحی استفاده میشود را طراحی نموده است [7] که این طراحی بر مبنای کنترل ترکیبی جریان و فشار است. وی برای مدل‌سازی ریاضی این سیستم از سیلندره‌های چندگانه‌های برای تامین حرکت استفاده کرده است. همچنین شیرهای استفاده شده در این مجموعه از نوع تناسبی میباشد، نتایج تجربی که او بر روی این مجموعه انجام داده است این موضوع را نشان میدهد که سیلندر هیدرولیکی

جلورونده و روش کنترلی لحاظشده برای آن در مجموع سیستم مناسبی برای انجام عملیات حفاری

است.

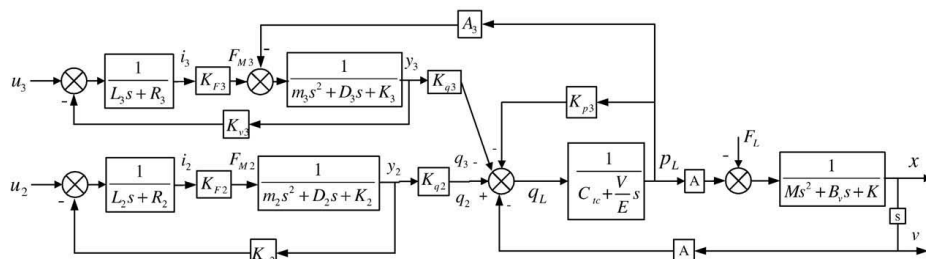


شکل ۷-۱ دیاگرام شماتیک سیستم هیدرولیک با بار محوری

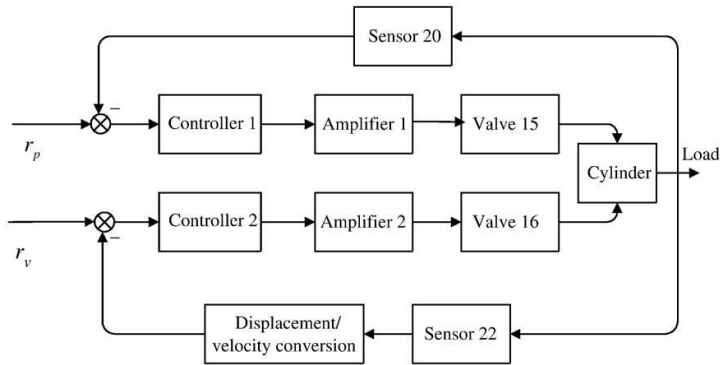
بلوکدیاگرام سیستم کنترل جابجایی سرعت مجموعه مورد نظر هاینک در شکل ۷-۱ نشان

داده شده است. لازم به ذکر است که شیرهای کنترل جریان و فشار در این طراحی از نوع تناسبی

انتخاب شدهاند که نحوه قرارگیری آن در مجموعه، در شکل ۸-۱ ارائه گردیده است.



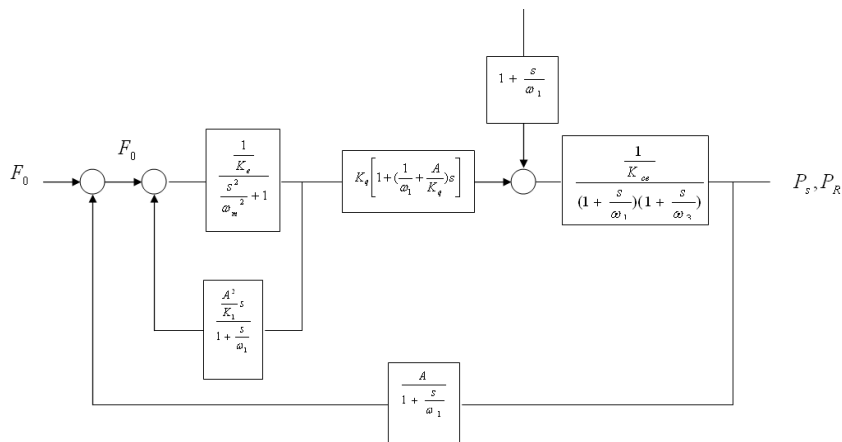
شکل ۸-۱ بلوکدیاگرام سیستم کنترل جابجایی سرعت



شکل ۹-۱ بلوک‌دیگرام سیستم کنترل بار محوری سیلندر

کرمی و پیرزاده‌مقدم در سال ۲۰۰۸ کنترل یک بازوی رباتیک هیدرولیکی را مورد بررسی

قرار دادند [8].



شکل ۱۰-۱ بلوک‌دیگرام شیر کنترل فشار تکمرحله‌ای

در این مقاله کنترل فشار-جریان و مدل بازوی رباتیک هیدرولیکی که دارای حرکات رفت و

برگشتی و چرخشی (دو درجه آزادی) می‌باشد، ارائه گردیده است. شکل ۹-۱ بلوک‌دیگرام شیر

کنترل فشار تکمرحله‌ای ارائه‌شده در این مقاله را نمایش می‌دهد.

حجاج^۱ و همکارانش در دانشگاه شیکاگو در سال ۲۰۰۷ یک سیستم کنترل Real Time برای

کنترل سیستم فرمان خودرو طراحی نموده است [9]. کاربرد این سیستم کنترلی مجموعه

الکتروهیدرولیک وابسته در خودروهای مفصلی^۲ مانند لودر، جرثقیل و غیره میباشد (شکل ۱-۱۰).

مدار قدرت این سیستم طراحی شده بوسیله دو ماژول کنترلی الکترونیکی و قسمت پشتیبان آن

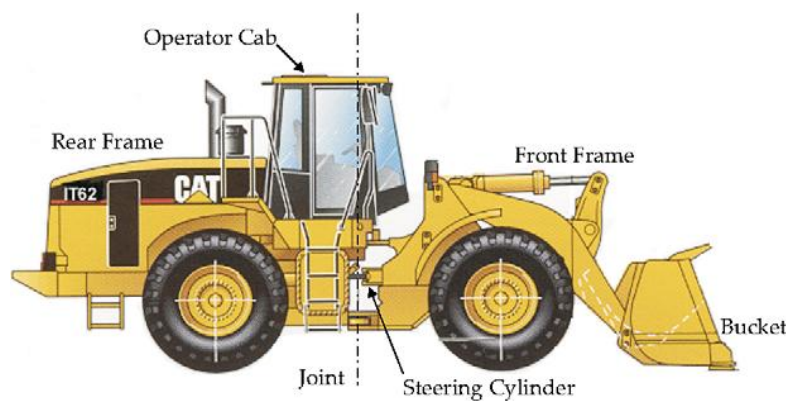
کنترل میشود، در این مجموعه دو مانیتور وضعیت یکدیگر را کنترل میکنند، بصورتیکه اگر یکی از

آنها دچار نقص شود دیگری عملگرهای کنترلی را عهده‌دار میشود. همچنین در این پکیج دو الگوریتم

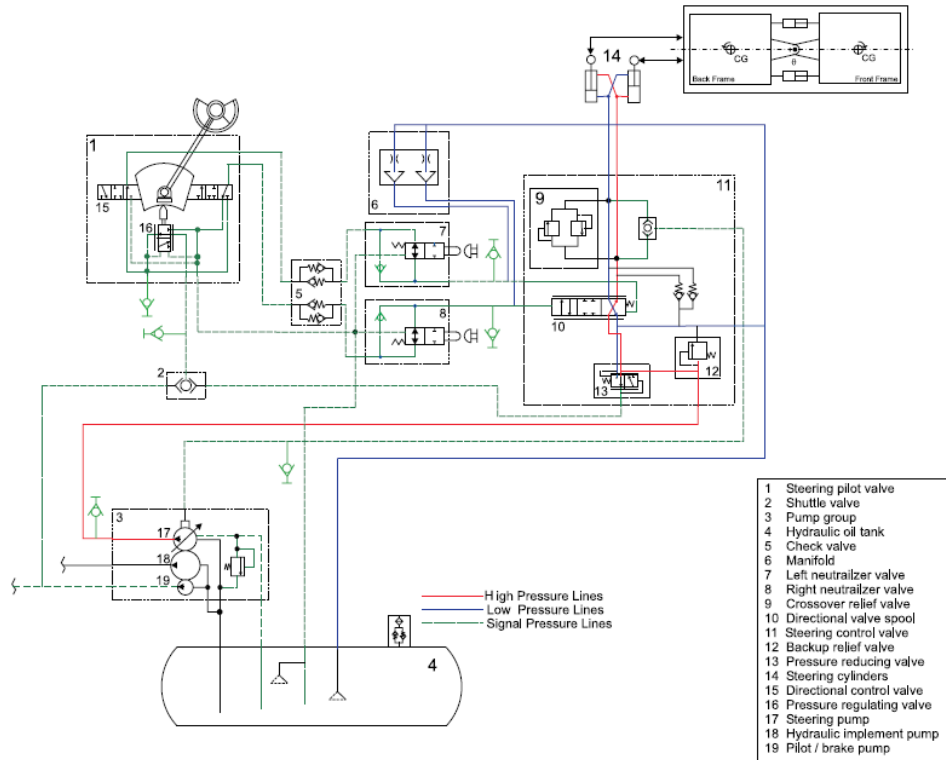
کنترلی اصلی اجرا میشود، یکی الگوریتم کنترل شیر فرمان و دیگری الگوریتم تشخیص خرابی،

الگوریتم کنترل شیرسیگنالهای دستوری را به شیر فرمان میفرستد و بر پایه وضعیت سیستم، بقیه

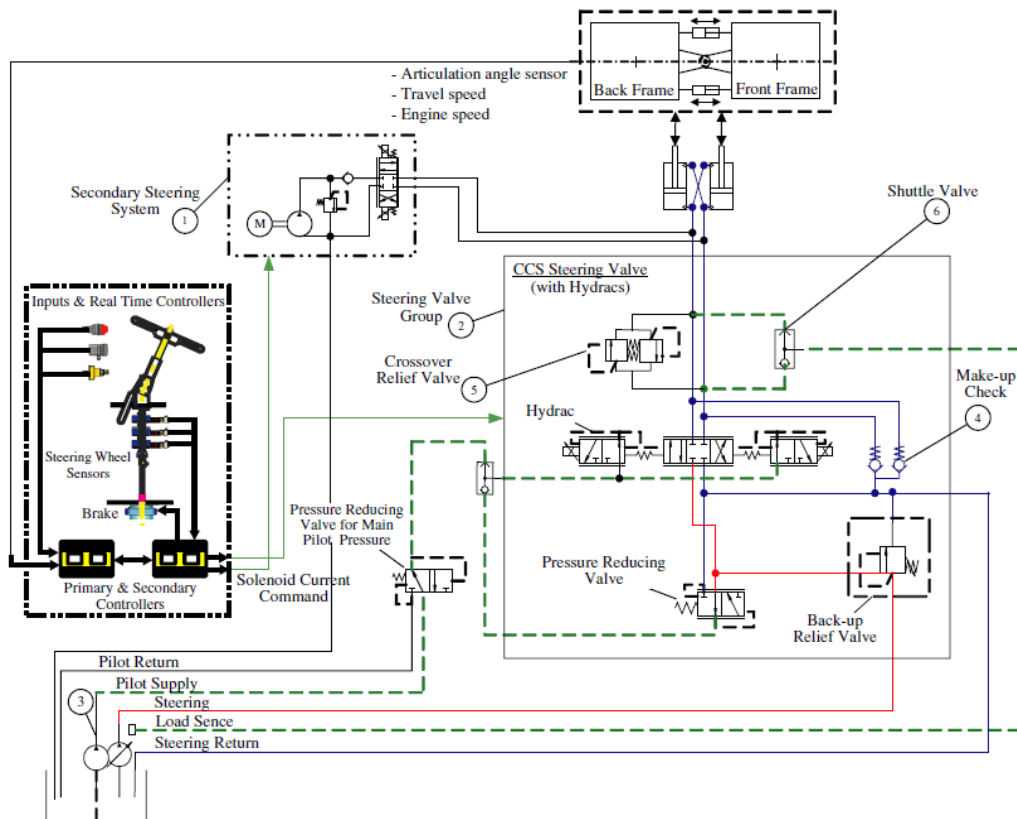
سنسورهای موقعیت ماشین را کنترل میکند.



شکل ۱-۱۱ لودر از نوع چرخدار (مثالی از خودروهای مفصلی)



شکل ۱-۱۲ شماتیک سیستم کنترل فرمان مورد استفاده در لودر سایز متوسط



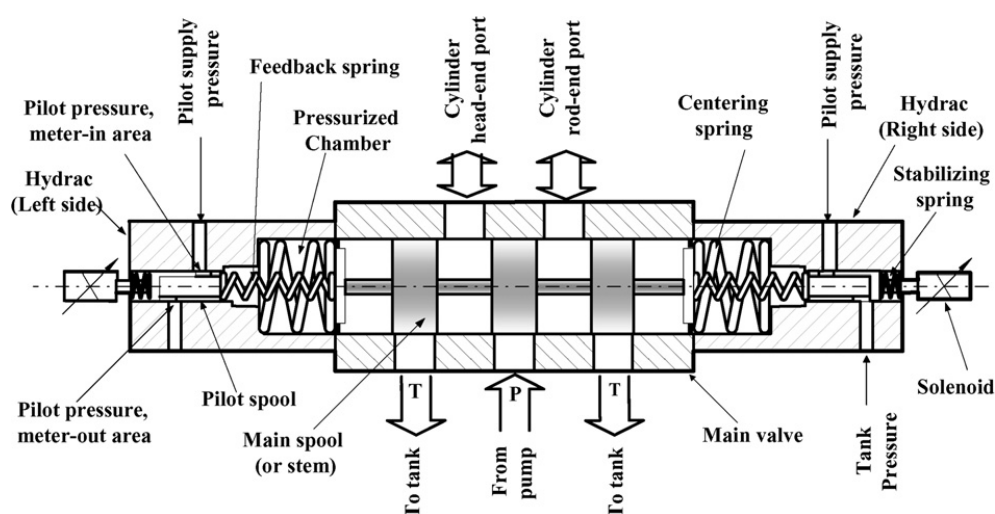
شکل ۱-۱۳ شماتیک سیستم الکتروهیدرولیک یک خودروی مفصلی

شکل ۱-۱۱ نمای شماتیک سیستم کنترل فرمان برای یک لودر سایز متوسط را که در این کار

تحقیقاتی مورد استفاده قرار گرفته است، نشان میدهد. همچنین شکل ۱-۱۲ نمای شماتیک دیگری

رابرای یک خودروی مفصلی نمایش میدهد. و نمایی از شیر تناسبی دو مرحله‌ای مورد استفاده در

عملگرهای سلونوئیدی هیدراک (Hydrac) در شکل ۱-۱۳ به تصویر کشیده شده است.



شکل ۱-۱۴ سطح مقطع شیر تناسبی دو مرحله‌ای چهار راهه، مورد استفاده در عملگرهای سلونوئید هیدراک

برگر^۱ در سال ۱۹۹۶ خودتنظیمی کنترلرهای PI را با استفاده از منطق فازی، مورد مطالعه قرار

داد و ثابت کرده است که کنترل فازی قادر به کوتاهکردن زمان شروع به کار و کاهش هزینه‌های اولیه

ساخت یک سیستم سروهیدرولیک میباشد [10].

الین^۲ یک الگوریتم کنترلی بر پایه پایداری دیپانوف را برای یک عملگر الکترومکانیکی در سال

۱۹۹۹ طراحی نمود، کنترلر طراحی شده بر یک مدل دقیق سیستم تکیه دارد و برای نامعینیهای

پارامتریک بر پایه پایداری دیپانوف یک الگوریتم را اعمال میکند. این الگوریتم ساده در واقع ترمهای

۱ Berger

۲ Alleyne

فیدبک سرعت را به فیدبک خطای نیرو ارتباط میدهد. در الگوریتم ارائه شده معادلات دینامیکی

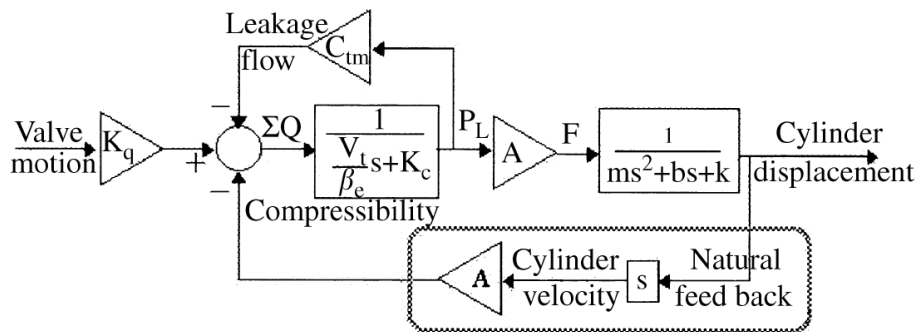
بصورت خطی درآمده (شکل ۱۴-۱) و پس از اعمال الگوریتم بر روی مدل آزمایشگاهی (شکل ۱۵-۱)

عکسالعمل شیر نسبت به زمان که در واقع رابطه بین ضربه و زمان میباشد، بدست آمده است. شکل

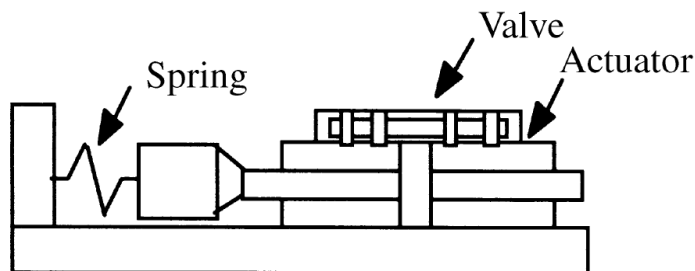
۱۶-۱ تغییرات ضربه نسبت به زمان را برای این مدل نشان میدهد، همچنین الین نحوه تاثیر

اصطکاک بر معادلات دینامیکی را در مدل سازی لحاظ کرده و برای نشان دادن رابطه سرعت و اصطکاک

تخمین زده شده، از مدل های کارنپ^۱ و استریبک^۲ استفاده نموده است (شکل ۱۷-۱) [11].



شکل ۱۵-۱ دینامیک های خطی

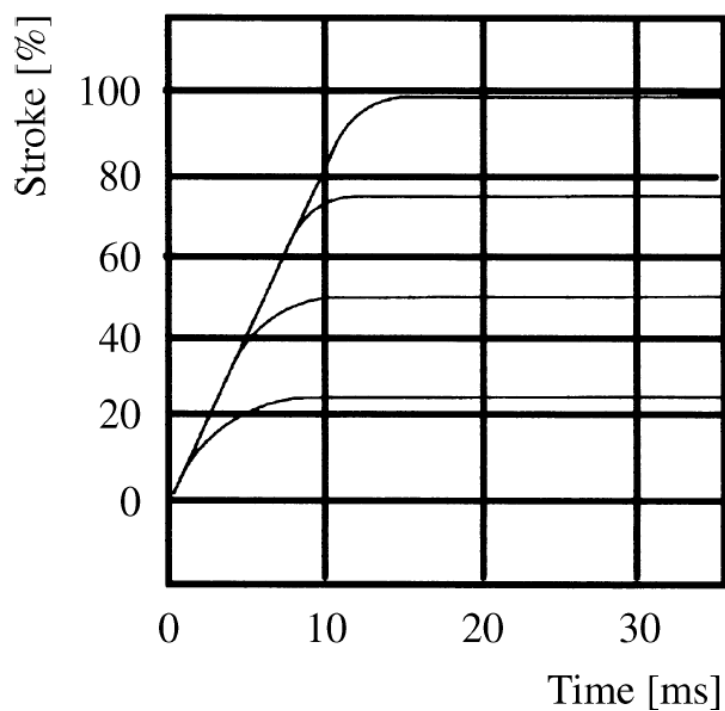


شکل ۱۶-۱ شماتیک سیستم آزمایشی الین

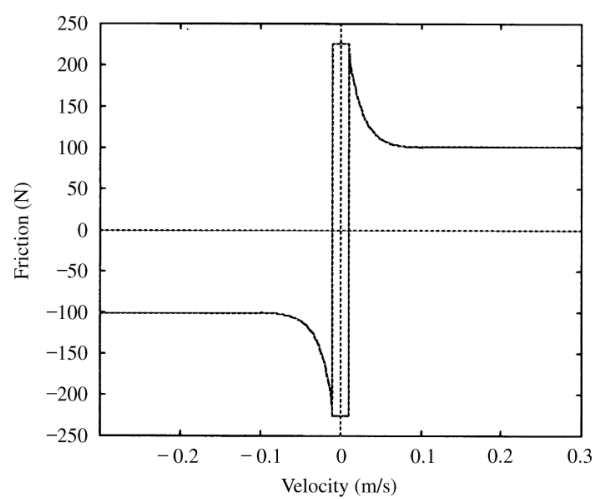
۱ Karnopp

۲ Stribeck

Step response D633 series



شکل ۱-۱۷ پاسخ شیر به ورودی پله



شکل ۱-۱۸ مدل اصطکاکی مورد استفاده در مدل سیستم (درب‌گیرنده مدل‌های کارنپ و استریبک)

کیم^۱ و هان^۲ در سال ۲۰۰۶، یک کنترلر عصبی فازی شبه PID با تنظیم لحظه به لحظه

کنترلر برای کنترل سرعت موتور القایی را ارائه کردند [12].

ژاو^۳ در سال ۲۰۰۵ برای کنترل فرآیند یک ماشین شیارزنی که در آن از سیستم تغذیه

الکتروهیدرولیک استفاده شده است، یک روش غیر خطی بنام ILC^۴ شونده استفاده کرده است [13].

این روش با وجود پیچیدگی الگوریتم استفاده شده، سعی دارد تا دقت بالایی از طول تغذیه و نرخ

تغذیه بدست آورد. وی در این روش پس از آنالیز سیستم تغذیه تناسبی دورا، یک مدل ریاضی

دینامیکی غیرخطی با لحاظ کردن مشخصههایی مانند تاخیر، اشباع و پارامتر نقطه مرگ، پیشنهاد

داد. همچنین یک نرمافزار شبیهساز و کنترلر ILC با جزئیات کامل طراحی گردید (شکل ۱-۱۸).



شکل ۱-۱۹ ماشین میخساز اتوماتیک

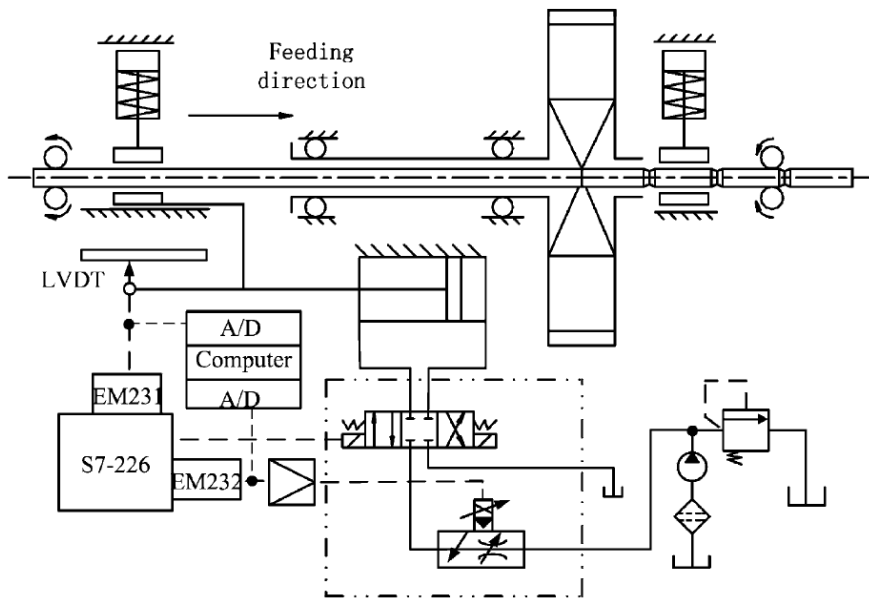
Kim ۱

Han ۲

Zhav ۳

Iterated Learning Control ۴

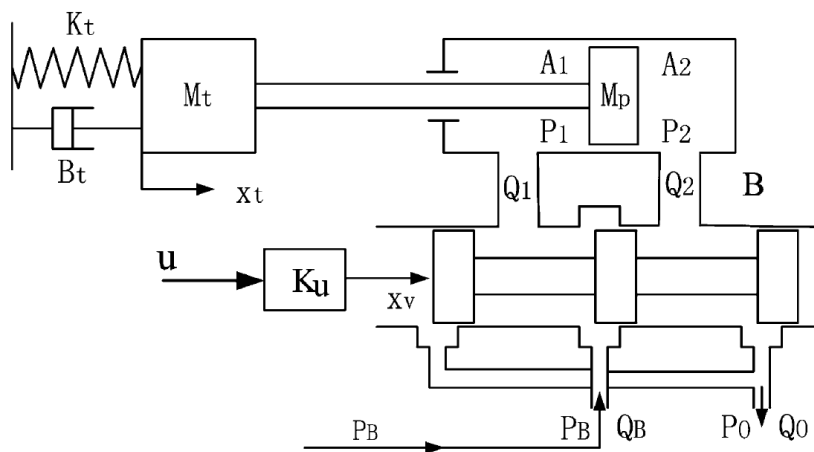
نمای شماتیک سیستم تغذیه هیدرولیک این ماشین در شکل ۱۹-۱ نشان داده شده است.



شکل ۲۰-۱ نمای شماتیک سیستم تغذیه هیدرولیک

همچنین زاو برای عملکرد بهینه این الگوریتم سیستم تغذیه هیدرولیک ماشین مذکور را

بصورت شکل ۲۰-۱ مدل کرده است:



شکل ۲۱-۱ مدل سیستم تغذیه هیدرولیک

یانگکیم^۱ در سال ۲۰۰۶ یک تحقیق تئوری آزمایشگاهی بر روی بهینه‌سازی بهره‌های کنترلر،

برای سیستم سروالکتروهیدرولیک انجام داد [14]. او در این تحقیق بهره‌های کنترلرها را برای یک

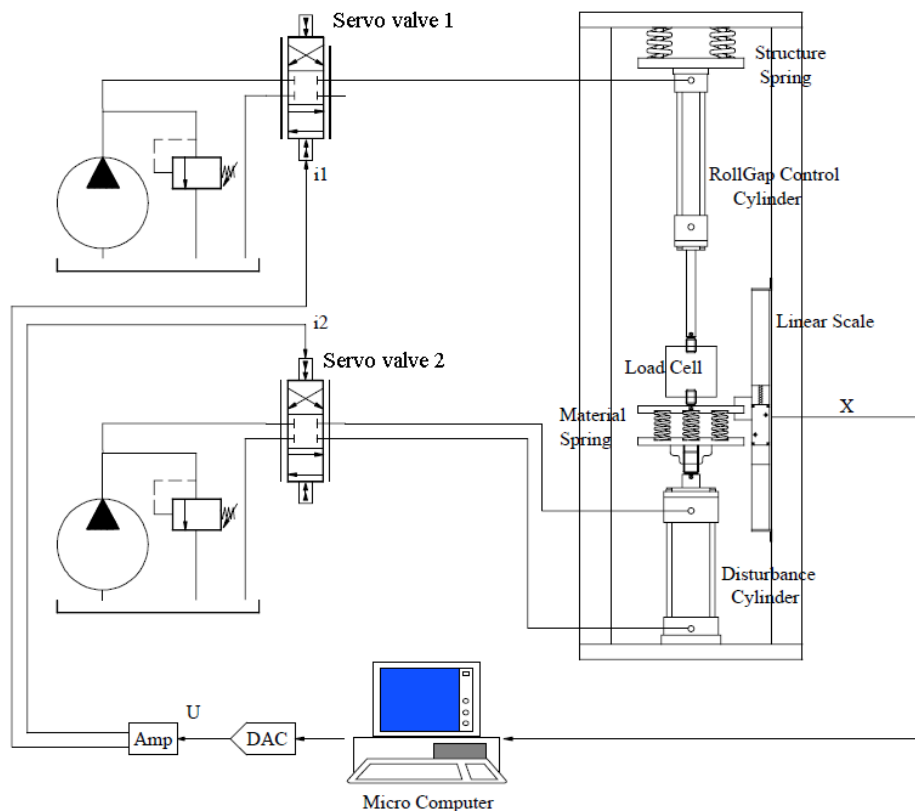
سیستم کنترلی مشخص با ماکزیمم کردن توابع انطباقی طراحی کرد. او این کار را بیشتر برای محاسبه

بازدهی سیستم انجام داد. در این مقاله بهره‌های کنترلر زمان در محیط آزمایشگاهی با توابع بدست -

آمده از الگوریتم تئوری مطابقت داده شده است. شکل ۲۱-۱ نمای شماتیک سیستم کنترل موقعیت

الکتروهیدرولیکی و جدول ۱-۱ مشخصات سیستمی که وی در طراحی خود لحاظ کرده بود را نشان

میدهند.



شکل ۲۲-۱ دیگرام شماتیک سیستم کنترل موقعیت الکتروهیدرولیک

جدول ۱-۱ مشخصات اجزا

Parts/instruments	Company/model number	Specifications
Power unit	Vickers	Supply pressure: 70.3 kgf/cm ²
Roll-gap control cylinder	TAIYO/140H-7	Piston diameter: 40 mm
Structure spring	O	Spring constant: 90 kgf/mm
Material spring	O	Spring constant: 45 kgf/mm
Servo valve	Moog/73-101	Rated flow: 9.5 lpm (at 70.3 kgf/cm ²)
Linear scale	Heiden Hain/LS 603C	Resolution: 1 μm
Interface card	Nanotech/labinmaster	12bit D/A (±10 V) & 16bit counter

یکی از فاکتورهای مهم در گسترش یک کنترلر فازی مفید، توانایی برای ایجاد یک نگاشت

عددی در بین مجموعه متغیرهای فازی، به منظور دستیابی به مجموعه اهداف کنترل بدون نیاز به

توصیف‌های ریاضی دقیق سنتی از مدل دستگاه است. محققان دیگری مانند برانکو^۱ و دنته^۲ در سال

۲۰۰۰ [15]، مودی^۳ و پال^۴ در سال ۲۰۰۰ [16] و ... قابلیت استفاده از کنترل فازی برای کاهش

تاثیرگذاری پارامترهای نامشخص و غیرخطی مدل نشده در سیستم‌های هیدرولیک را مورد بررسی قرار

داده‌اند.

باتوجه به اهمیت مقوله کنترل سیستمها و بطور کلی اجزاء الکتروهیدرولیک مورد استفاده در

صنایع، ضرورت انجام چنین تحقیقاتی محرز میگردد.

در این نوشتار در ابتدا به بررسی دلایل تعریف این پایاننامه پرداخته شد و سپس به بیان

مواردی از کارهای مرتبط، در سراسر دنیا اشاره گردید. در فصل دوم به توصیف سیستم و مدل

پرداخته و روابط حاکم بر سیستم را بطور مبسوط شرح میدهم. در فصل سوم نیز بلوک دیاگرام در

۱ Branco

۲ Dente

۳ Mudi

۴ Pal

نظر گرفته شده برای سیستم ارائه و طراحی کنترلر جامع و هماهنگ کننده سیستم توضیح داده شده

است. و در فصل چهارم نیز نتایج شبیهسازی با نرمافزار MATLAB آورده شده است.

فصل دوم

توصیف

سیستم و مدل

۲-۱- توصیف سیستم

سیستم الکتروهیدرولیک با دو سیلندر در شکل ۲-۱ نشان داده شده است. سیستم حاوی دو عملگر (سیلندر-پیستون) الکتروهیدرولیکی دوجهته، یک مجموعه از لوله‌های انتقال روغن و یک مجموعه تأمینکننده روغن هیدرولیک است. یک پمپ جابجایی مثبت از نوع پرهای، جریان و فشار هیدرولیکی مورد نیاز را تأمین می‌کند. فشار کاری مورد انتظار توسط یک انباره بارگزارنده با گاز و یک شیر اطمینان فشار تناسبی تنظیم می‌شود. از دو عدد شیر تناسبی تعیین جهت برای کنترل حرکت سیلندرهاى مربوطه استفاده شده است. شکل ۲-۲، جهت جریان روغن هیدرولیک در حال چرخش در سیلندرها و موقعیت شیرهای جهت تناسبی تجهیز شده را نشان می‌دهد. یک پتانسیومتر در کنار هر سیلندر نصب شده و موقعیت سیلندر را اندازه‌گیری میکند.

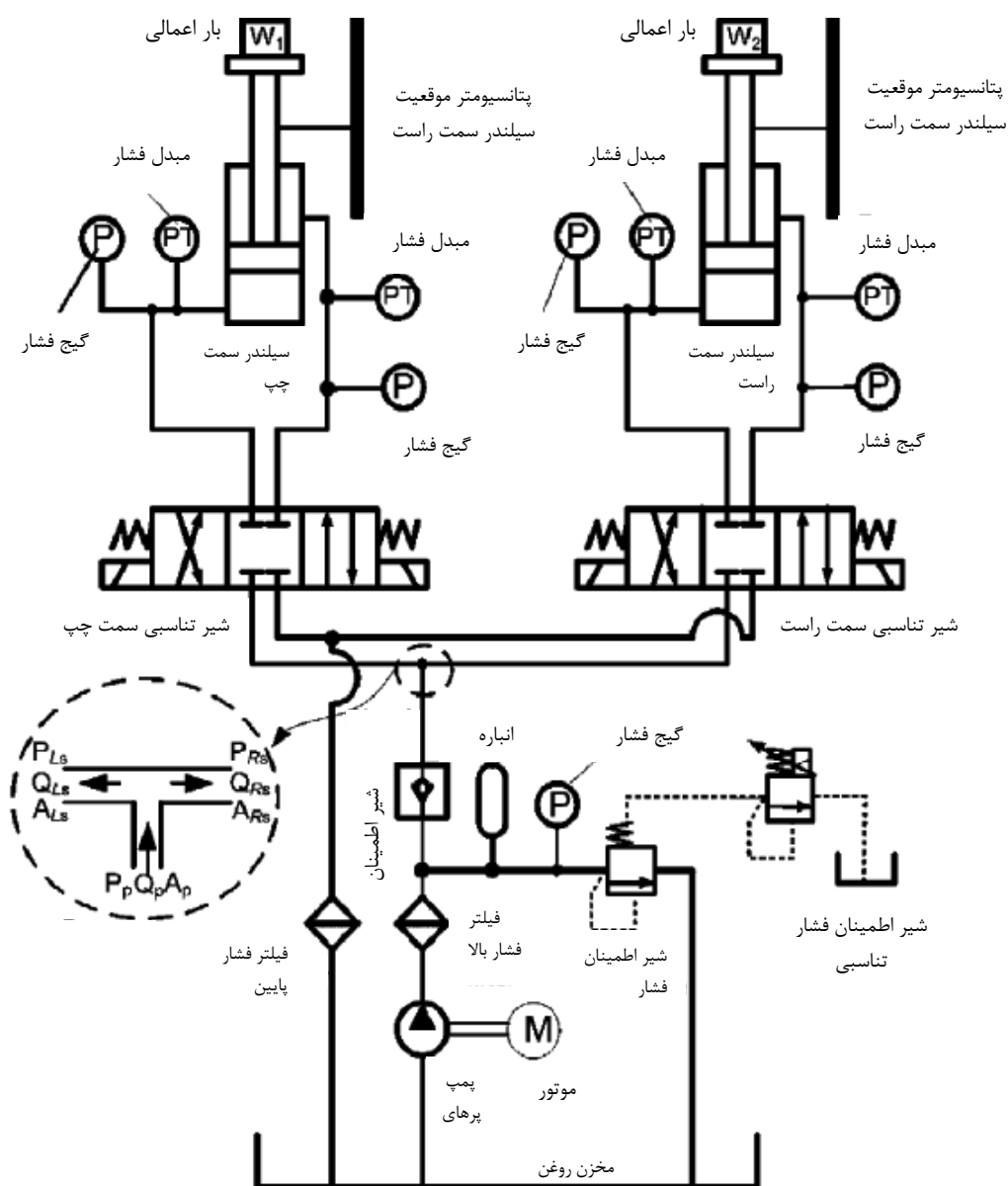
جدول ۲-۱ پارامترهای سیستم و مشخصات آنها

مشخصات اجزا	اجزا
۲۶/۶ لیتر بر دقیقه	پمپ پرهای ۷۰ بار
۲/۲ کیلو وات و ۱۱۴۰rpm	موتور AC سه فاز (۶ قطبی)
(۴۰ و ۴۹) میلیمتر	قطر (داخلی و خارجی) سیلندر
۱۰۰۰ میلیمتر	طول کورس سیلندر
۲۸ میلیمتر	قطر شفت سیلندر
۳/۵ - ۳۱۵ میلیمتر	شیر اطمینان تناسبی
۳۰ هرتز (Hz)	پهنای باند سیلندر تعیین جهت تناسبی (سمت چپ)
۱۰۰ هرتز (Hz)	پهنای باند سیلندر تعیین جهت تناسبی (سمت راست)
۵V	ولتاژ مرجع
۱ متر	کورس پتانسیومتر

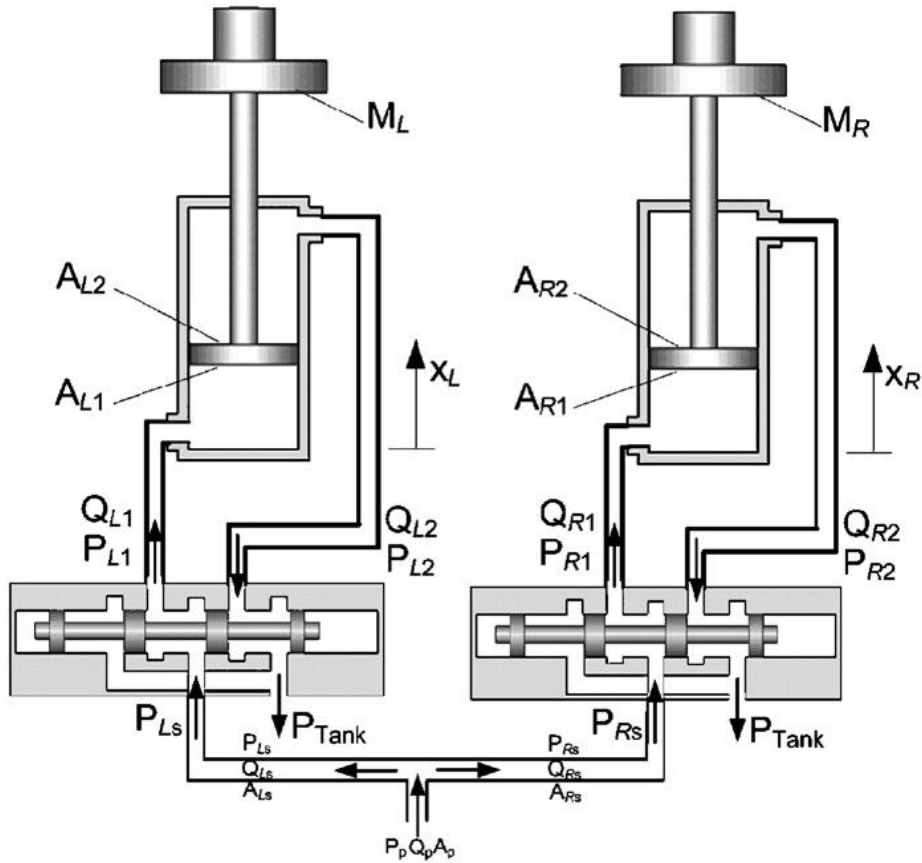
دو مبدل فشار در ورودی و خروجی هر کدام یک از سیلندرها برای سنجش فشار در محفظه‌های

پایین و بالای آنها نصب شده است. در جدول ۱-۲ پارامترهای سیستم مدلشده بطور خلاصه آورده

شده است.



شکل ۲-۲۳ سیستم الکتروهیدرولیک با دو سیلندر و یک منبع تامین روغن هیدرولیک



شکل ۲-۲۴ مسیر چرخش جریان روغن هیدرولیک در سیستم الکتروهیدرولیک دو سیلندری

۲-۲ مدل کردن سیستم

شکل ۲-۲، ساختار دو مجموعه از سیلندره‌های هیدرولیک تک میله و مجموعه شیر مربوط به

هر کدام از سیلندرها را نشان می‌دهد. از آنکه دو مجموعه بالابر هیدرولیک از یک سری اجزاء یکسان

استفاده می‌کنند فرض اینکه دو سیستم سمت چپ و راست مدل ساختاری یکسانی دارند معقول

است. در مواردی از زیرنوس K استفاده شده، بطوریکه $K \in \{R, L\}$ برای مشخص کردن اجزاء سمت

راست (R) و اجزاء سمت چپ (L) میباشد که در شکل ۲-۲ نشان داده شده است. فشار اولیه برای مجموعه‌های سمت چپ و سمت راست به ترتیب به وسیله P_{RS} و P_{LS} ، مشخص می‌شود. از آنجا که فقط از یک مخزن روغن هیدرولیک استفاده می‌شود، فشار روغن در خروجی (P_{tank}) برای هر دو سیلندر یکسان میباشد. نرخ جریان حجمی در دو طرف سیلندرها را به ترتیب با Q_{K1} و Q_{K2} نشان داده و به همین ترتیب فشار در دو طرف سیلندر با P_{R1} و P_{R2} مشخص میشود. با فرض جریان لایه‌ای و با صرف نظر از حرکت شیر، جریان در داخل و خارج سیلندرها را می‌توان بصورت زیر نوشت [17]:

$$Q_{R1} = u_R^{-in}(u_R) \sqrt{[0.5P_{Rs} - 0.5P_{\text{tank}} - \text{sign}(u_R)(P_{R1} - 0.5P_{Rs} - 0.5P_{\text{tank}})]} \quad (1-2)$$

$$Q_{L1} = u_L^{-in}(u_L) \sqrt{[0.5P_{Ls} - 0.5P_{\text{tank}} - \text{sign}(u_L)(P_{L1} - 0.5P_{Ls} - 0.5P_{\text{tank}})]} \quad (2-2)$$

$$Q_{R2} = u_R^{-out}(u_R) \sqrt{[0.5P_{Rs} - 0.5P_{\text{tank}} + \text{sign}(u_R)(P_{R2} - 0.5P_{Rs} - 0.5P_{\text{tank}})]} \quad (3-2)$$

$$Q_{L2} = u_L^{-out}(u_L) \sqrt{[0.5P_{Ls} - 0.5P_{\text{tank}} + \text{sign}(u_L)(P_{L2} - 0.5P_{Ls} - 0.5P_{\text{tank}})]} \quad (4-2)$$

بطوریکه:

$$u_R^{-in}(u_R) = C_d A_o (2/\rho)^{0.5} u_R^{in}(u_R) \quad (5-2)$$

$$u_L^{-in}(u_L) = C_d A_o (2/\rho)^{0.5} u_L^{in}(u_L) \quad (6-2)$$

$$u_R^{-out}(u_R) = C_d A_o (2/\rho)^{0.5} u_R^{out}(u_R) \quad (7-2)$$

$$u_L^{-out}(u_L) = C_d A_o (2/\rho)^{0.5} u_L^{out}(u_L) \quad (8-2)$$

در فرمول‌های بالا P_L و P_R ، Q_L ، Q_R با اندیس ۱ و ۲ نرخ جریان حجمی و فشار در قسمت

پایین و بالای سیلندرها را به ترتیب نشان می‌دهند، C_d ضریب تخلیه جریان دریچه سیلندر تناسبی

و A_o مساحت سطح مقطع دریچه میباشد، ρ چگالی سیال هیدرولیک بر حسب kg/m^2 و u_L و u_R

ولتاژ ورودی کنترل برای هدایت ماسوره سیلندر تناسبی، $u_R^{in}(u_R)$ ، $u_L^{in}(u_L)$ ، $u_R^{out}(u_R)$ و $u_L^{out}(u_L)$

$u_L^{out}(u_L)$ نسبت سطوح مقاطع دریچه کنترلشده در ورودی و خرجی هر سیلندر با توجه به ولتاژ

ورودی کنترل مربوط به آن u_K میباشد. تابع تعیین علامت $sign(u_K)$ برابر است با ۱ برای $u_K \geq 0$ و

برابر است با -۱ برای $u_K \leq 0$.

به طور کلی $u_L^{in}(u_L)$ ، $u_R^{in}(u_R)$ ، $u_L^{out}(u_L)$ و $u_R^{out}(u_R)$ به خصوصیات سیلندر تعیین

جهت وابسته است و سازندگان روابط آنها را منتشر نمی‌کنند. در عوض، این توابع ورودی کنترل معادل

را می‌توان بصورت تجربی مستقیماً از واکنش حالت پایدار سیستم به یک ولتاژ ورودی کنترل بدست

آورد. در حالتی از سیستم سرو هیدرولیک یکی از سیلندرها (بطور مثال سیلندر سمت راست)، اگر

ولتاژ ورودی کنترل (u_R) حین حرکت طولی ثابت نگه داشته شود، سرعت پیستون در سیلندر نهایتاً به

یک سرعت ثابت خواهد رسید و سرعتها و فشارها در قسمت‌های ورودی و خروجی سیلندر با یکدیگر

مشابه خواهند بود و همچنین در یک حالت پایدار باقی خواهد ماند.

مطابق روابط (۱-۲)، (۲-۲)، (۳-۲) و (۴-۲) مقادیر $u_R^{in}(u_R)$ ، $u_L^{in}(u_L)$ ، $u_R^{out}(u_R)$ و

$u_L^{out}(u_L)$ را میتوان توسط روابط $Q/(\Delta P)^{0.5}$ تعیین کرد که ΔP نشانه افت فشار بین مسیر رفت

و بازگشت در سیلندر تعیین جهت میباشد، و Q نرخ جریان حجمی هر کدام از مسیرهای رفت یا

برگشت (Q_{R1} or Q_{R2} و Q_{L1} or Q_{L2}) را نشان می‌دهد. با توجه به پاسخ نرخ جریان حجمی سیال و

پاسخ فشار آن در حالت پایدار، نسبت به مقادیر مختلف ولتاژ ورودی کنترل، منحنی‌های

مشخصه $u_R^{-in}(u_R)$ و $u_R^{-out}(u_R)$ برای تجهیزات سرو هیدرولیک سیلندر سمت راست بدست می‌آید

که در شکل ۳-۲ ترسیم شده است. در شکل ۳-۲ (a) و (b) به ترتیب، توابع ورودی کنترل معادل

$u_R^{-in}(u_R)$ و $u_R^{-out}(u_R)$ در قسمتهای ورودی و خروجی سیلندر را زمانی که عملگر تک میله (پیستون)

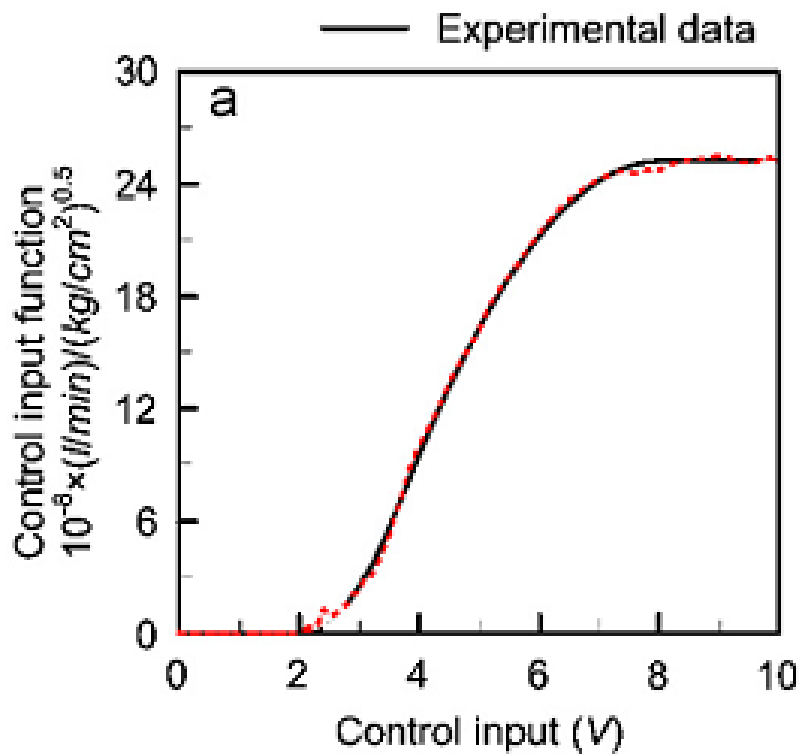
به سمت بالا حرکت می‌کند و همچنین شکل ۳-۲ (c) و (d) به ترتیب، توابع ورودی کنترل معادل

$u_R^{-in}(u_R)$ و $u_R^{-out}(u_R)$ در قسمتهای ورودی و خروجی سیلندر را زمانی که عملگر تک میله (پیستون)

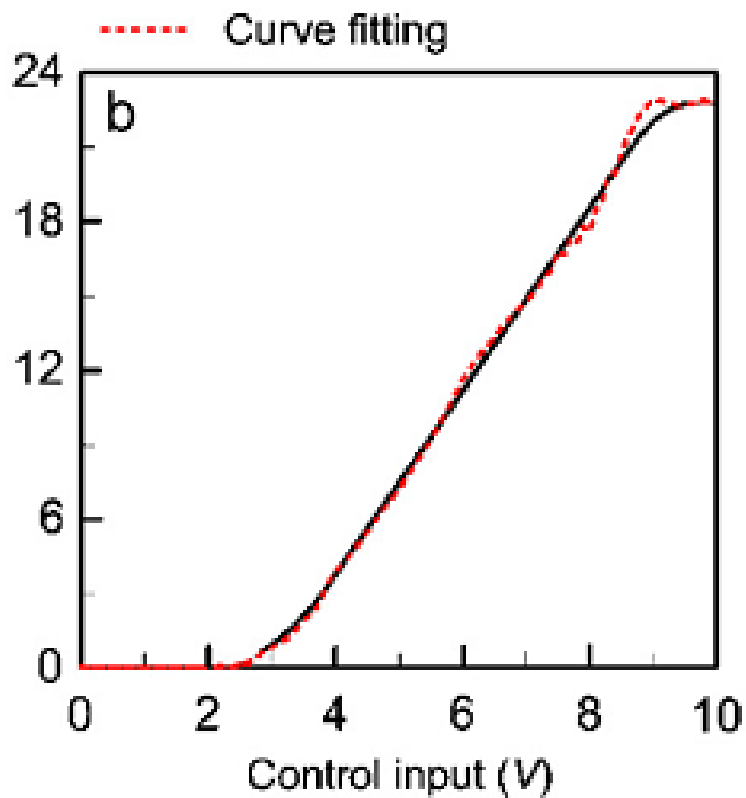
به سمت پایین حرکت می‌کند را نشان می‌دهند [18]. همانطور که در شکل پیداست، هر کدام از این

منحنی‌های مشخصه در قسمتهای ابتدایی و انتهایی سهمیگون هستند ولی در قسمت میانی تقریباً

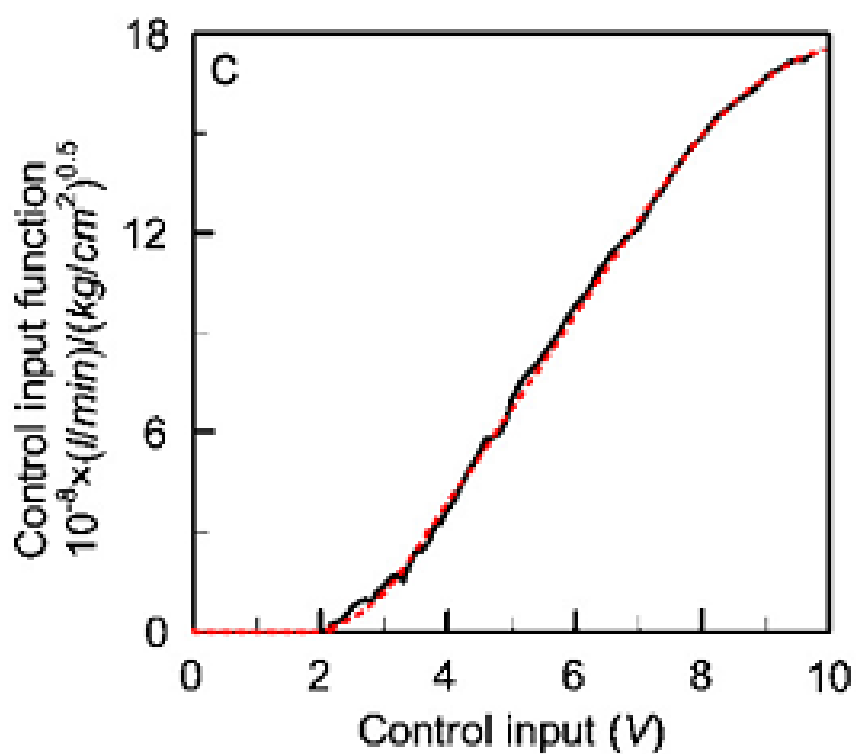
بر یک خط راست منطبقند.



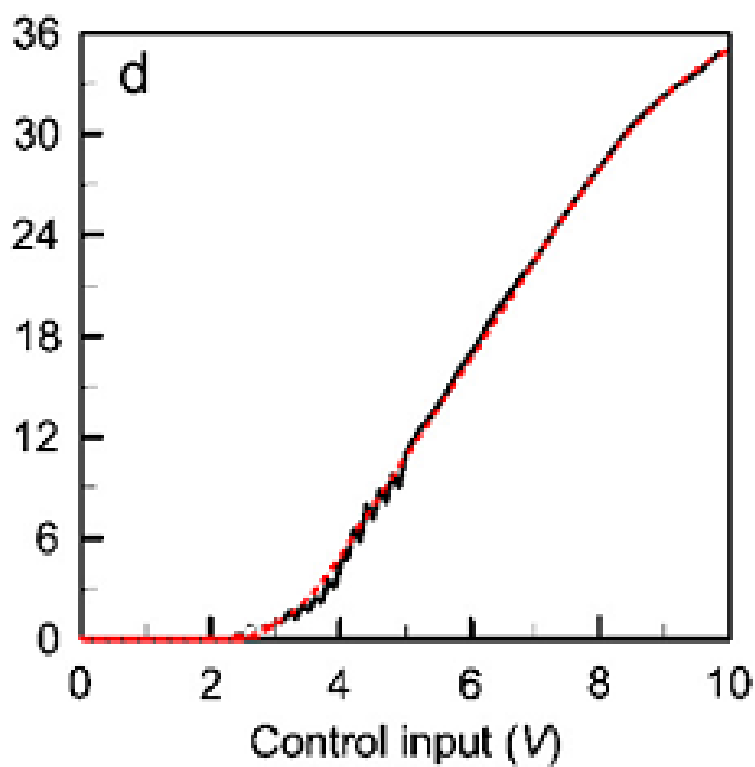
شکل ۲-۲۵ (a) توابع ورودی کنترل سیلندر تناسبی سمت راست: ورودی در حرکت به سمت بالا



شکل ۲-۳ (b) توابع ورودی کنترل سیلندر تناسبی سمت راست: خروجی در حرکت به سمت بالا



شکل ۲-۳ (c) توابع ورودی کنترل سیلندر تناسبی سمت راست: ورودی در حرکت به سمت پایین



شکل ۲-۳ (d) توابع ورودی کنترل سیلندر تناسبی سمت راست: خروجی در حرکت به سمت پایین

در اینجا روابط منحنیهای شکل ۳-۲ با فیتکردن منحنی و استفاده از روش حداقل مربعات

خطا، تابعهای ورودی کنترل معادل $u_R^{in}(u_R)$ و $u_R^{out}(u_R)$ تقریب زده شده است و فرمولهای زیر

بدست آمدهاند:

$$u_R^{-in} = \begin{cases} 25.22 \times 10^{-8} & \text{If } 8.06 < u_R \leq 10, \\ [-0.96(u_R - 8.06)^2 + 25.22] \times 10^{-8} & \text{If } 4.09 < u_R \leq 8.06, \\ (7.63u_R - 21.09) \times 10^{-8} & \text{If } 3.53 < u_R \leq 4.09, \\ 2.49(u_R - 2)^2 \times 10^{-8} & \text{If } 2 < u_R \leq 3.53, \\ 0 & \text{If } -1.80 \leq u_R \leq 2, \\ -0.85(u_R + 1.8)^2 \times 10^{-8} & \text{If } -3.47 \leq u_R < -1.80, \\ (-2.83u_R + 7.47) \times 10^{-8} & \text{If } -7.21 \leq u_R < -3.47, \\ [0.42(u_R + 10.58)^2 - 17.72] \times 10^{-8} & \text{If } -10 \leq u_R < -7.21, \end{cases} \quad (9-2)$$

$$u_R^{-out} = \begin{cases} 22.76 \times 10^{-8} & \text{If } 9.64 < u_R \leq 10, \\ [-1.85(u_R - 9.64)^2 + 22.76] \times 10^{-8} & \text{If } 8.64 < u_R \leq 9.64, \\ (3.69u_R - 11.04) \times 10^{-8} & \text{If } 3.97 < u_R \leq 8.64, \\ 0.94(u_R - 2)^2 \times 10^{-8} & \text{If } 2 < u_R \leq 3.97, \\ 0 & \text{If } -2.3 \leq u_R \leq 2, \\ -1.71(u_R + 2.3)^2 \times 10^{-8} & \text{If } -4.01 \leq u_R < -2.3, \\ (-5.84u_R + 18.43) \times 10^{-8} & \text{If } -7.35 \leq u_R < -4.01, \\ [0.7(u_R + 11.5)^2 - 36.64] \times 10^{-8} & \text{If } -10 \leq u_R < -7.35, \end{cases} \quad (10-2)$$

همانطور که در روابط بالا دیده میشود، $u_R^{-in}(u_R)$ و $u_R^{-out}(u_R)$ به علت تفاوت ذاتی دینامیکی

بین جریانهای ورودی و خروجی در سیلندر (سمت راست) بطور کاملاً آشکارا متفاوت است. با انجام

روند مشابه بر روی سیستم سرو هیدرولیک سیلندر چپ میتوان روابط مربوط به $u_L^{-in}(u_L)$ و

$u_L^{-out}(u_L)$ را بدست آورد (روابط (۲-۱۱) و (۲-۱۲)) که در شکل ۲-۴ رسم شده است [18]، تابعهای

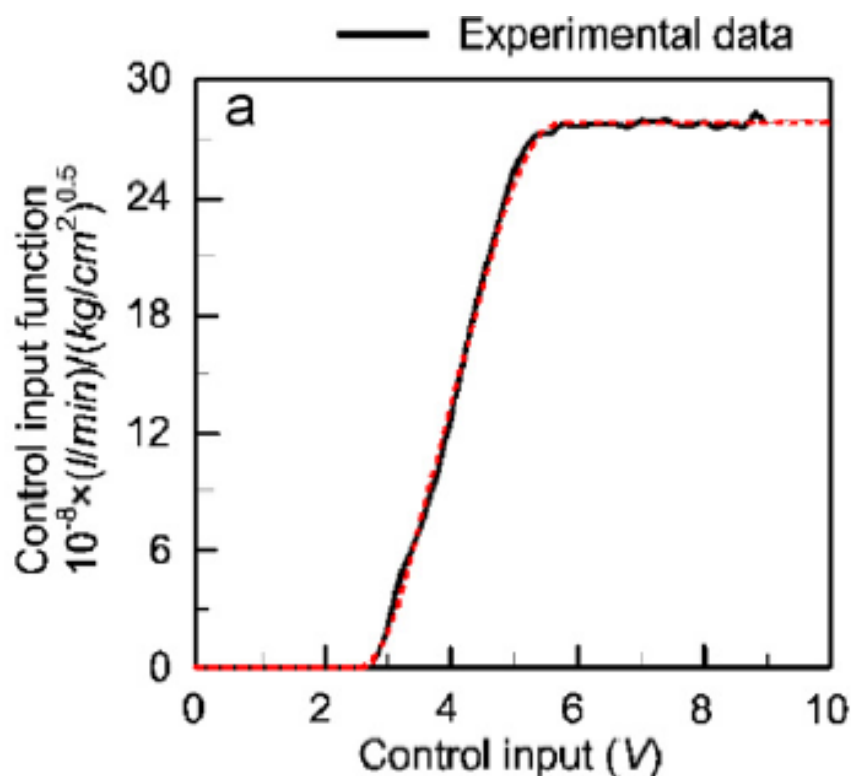
تخمینزده شده مشابه با روابط (۲-۹) و (۲-۱۰) هستند. همانطور که از شکلهای ۲-۳ و ۲-۴

پیداست، می توان گفت که دو مجموعه عملگرهای هیدرولیک (سمت چپ و سمت راست) به طور

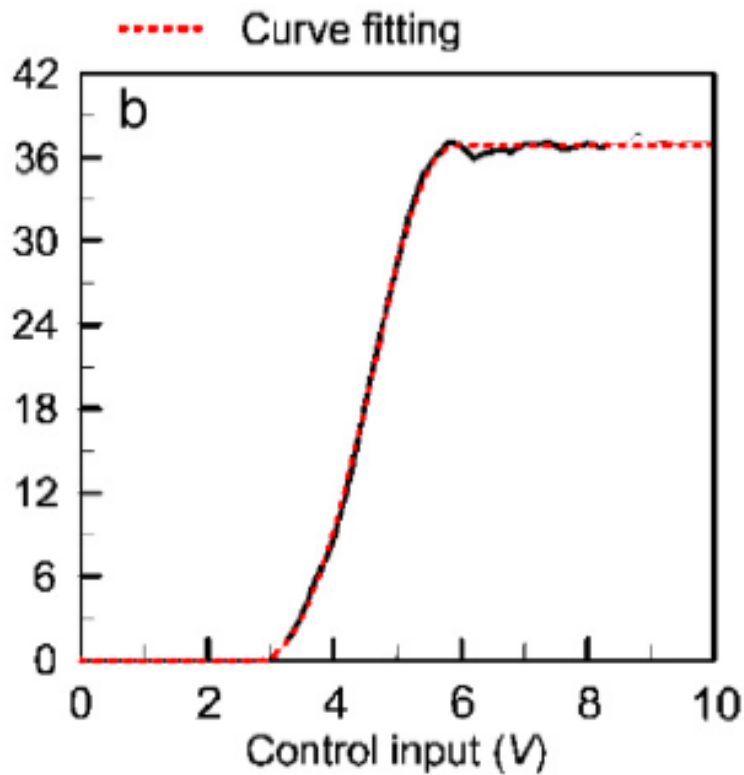
آشکارا واکنشهای متفاوتی دارند. این پاسخهای متفاوت تأثیر قابل توجهی بر کنترل حرکت سیستم

الکتروهیدرولیک، زمانیکه میخواهیم حرکت سنکرون دو عملگر مورد نظر را در جابجاییهایشان داشته

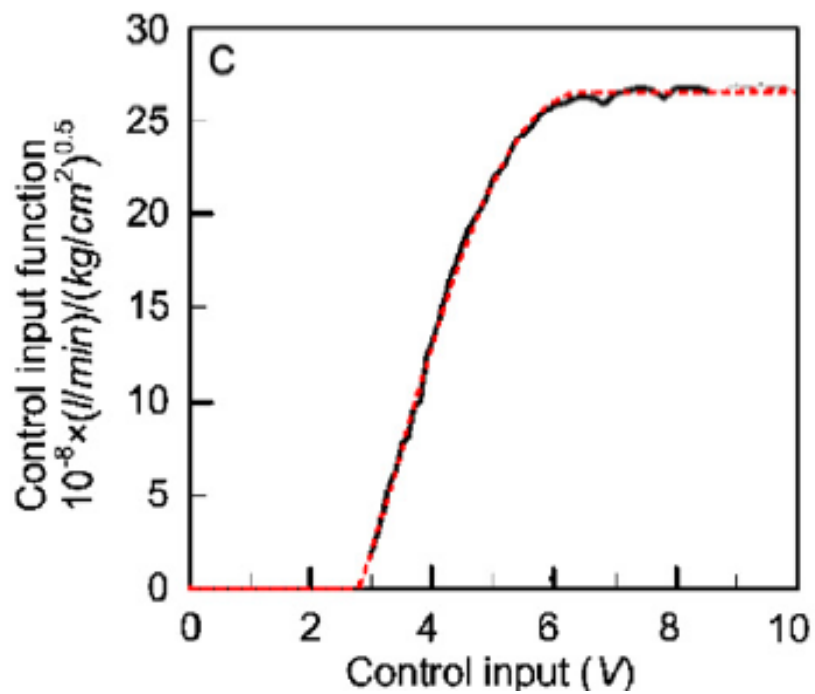
باشیم، دارد.



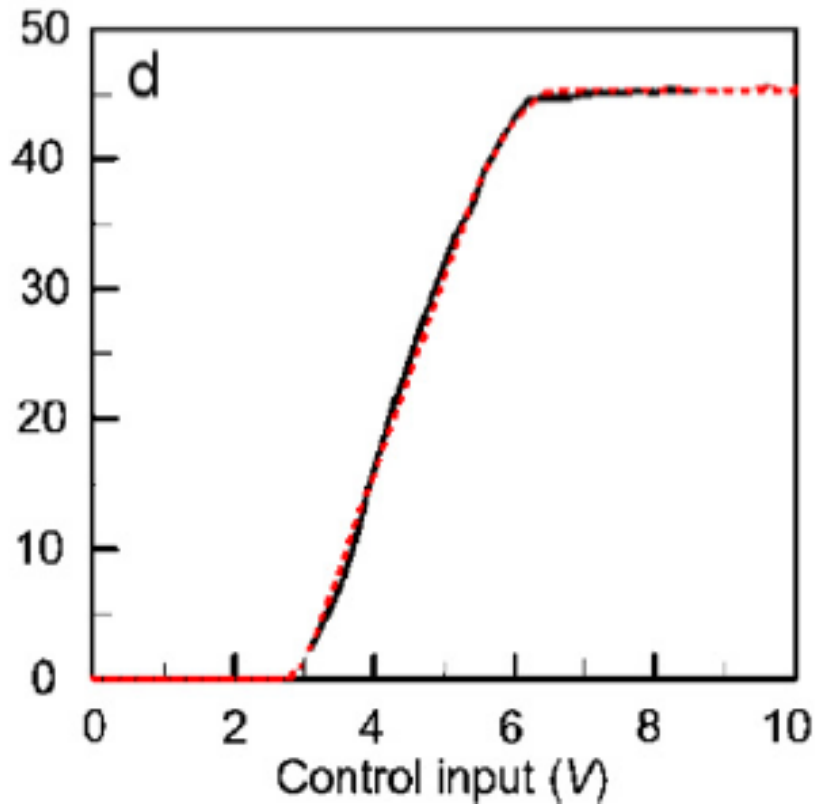
شکل ۲-۴ (a) توابع ورودی کنترل سیلندر تناسبی سمت چپ: ورودی در حرکت به سمت بالا



شکل ۴-۲ (b) توابع ورودی کنترل سیلندر تناسبی سمت چپ: خروجی در حرکت به سمت بالا



شکل ۴-۲ (c) توابع ورودی کنترل سیلندر تناسبی سمت چپ: ورودی در حرکت به سمت پایین



شکل ۲-۴ (d) توابع ورودی کنترل سیلندر تناسبی سمت چپ: خروجی در حرکت به سمت پایین

$$u_L^{-in} = \begin{cases} 28.17 \times 10^{-8} & \text{If } 7.96 < u_R \leq 10, \\ [-0.75(u_R - 8.06)^2 + 25.22] \times 10^{-8} & \text{If } 5.09 < u_R \leq 7.96, \\ (7.53u_R - 21.09) \times 10^{-8} & \text{If } 3.33 < u_R \leq 5.09, \\ 3.09(u_R - 2)^2 \times 10^{-8} & \text{If } 2 < u_R \leq 3.33, \\ 0 & \text{If } -2.15 \leq u_R \leq 2, \\ -1.15(u_R + 1.8)^2 \times 10^{-8} & \text{If } -3.78 \leq u_R < -2.15, \\ (-2.83u_R + 6.97) \times 10^{-8} & \text{If } -7.35 \leq u_R < -3.78, \\ [0.51(u_R + 10.58)^2 - 19.72] \times 10^{-8} & \text{If } -10 \leq u_R < -7.35, \end{cases} \quad (11-2)$$

$$u_L^{-out} = \begin{cases} 18.56 \times 10^{-8} & \text{If } 8.64 < u_R \leq 10, \\ [-1.73(u_R - 9.64)^2 + 20.84] \times 10^{-8} & \text{If } 7.64 < u_R \leq 8.64, \\ (3.49u_R - 11.04) \times 10^{-8} & \text{If } 4.27 < u_R \leq 7.64, \\ 1.04(u_R - 2)^2 \times 10^{-8} & \text{If } 2 < u_R \leq 4.27, \\ 0 & \text{If } -2.5 \leq u_R \leq 2, \\ -1.95(u_R + 1.98)^2 \times 10^{-8} & \text{If } -4.01 \leq u_R < -2.5, \\ (-6.04u_R + 18.43) \times 10^{-8} & \text{If } -7.66 \leq u_R < -4.01, \\ [0.81(u_R + 12.03)^2 - 35.64] \times 10^{-8} & \text{If } -10 \leq u_R < -7.66, \end{cases} \quad (12-2)$$

همانطور که در روابط بالا دیده میشود، $u_L^{-in}(u_L)$ و $u_L^{-out}(u_L)$ به علت تفاوت ذاتی دینامیکی بین جریان‌های ورودی و خروجی در سیلندر (سمت چپ) بطور کاملاً آشکارا متفاوت است.

با در نظر گرفتن حرکت خطی دو عملگر با بارگذاریهایی نشان داده شده در شکل ۲-۲ و اعمال

قانون دوم نیوتون، رابطه دینامیکی حاکم بر حرکت سیلندر بصورت زیر بیان می‌شود:

$$M_R \ddot{x}_R = (P_{R1} A_{R1} - P_{R2} A_{R2}) - \text{sign}(u_R) f_R(\dot{x}_R) - M_R g \quad (13-2)$$

$$M_L \ddot{x}_L = (P_{L1} A_{L1} - P_{L2} A_{L2}) - \text{sign}(u_L) f_L(\dot{x}_L) - M_L g \quad (14-2)$$

بطوریکه اندیس $K \in \{R, L\}$ ؛ \dot{x}_K, x_K و به ترتیب، موقعیت، سرعت و شتاب بار لختی

(مانند) در سیلندر است، M_R و M_L جرم بار (بانضمام پیستون) در سیلندرهایی راست و چپ، g گرانش

زمین، A_{R1} ، A_{R2} ، A_{L1} و A_{L2} به ترتیب مساحت سطح مقطع سمت پایین و بالای پیستونهای

راست و چپ، و f_R و f_L نیروی اصطکاک مقاوم در مقابل حرکت پیستونها میباشد. اعمال عبارت

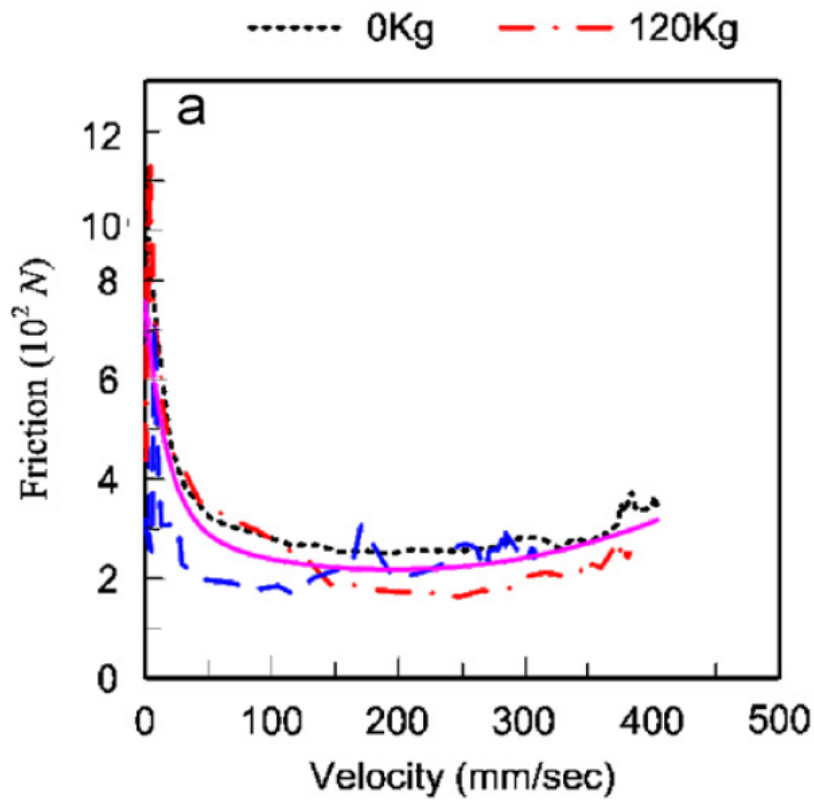
- جاذبه ($M_L g$ و $M_R g$) در روابط (۱۳-۲) و (۱۴-۲) به جهت حرکت پیستونها بستگی دارد. با کم

کردن عبارت $P_{R2}A_{R2}$ از $P_{R1}A_{R1}$ و $P_{L2}A_{L2}$ از $P_{L1}A_{L1}$ ، نیروی اعمالی ناشی از اختلاف فشار سیال در دو طرف پیستون بدست می‌آید. عبارت دوم در سمت راست روابط (۲-۱۳) و (۲-۱۴) نیز، مجموع نیروی اصطکاک ویسکوز اعمالی بر پیستون و شفت آنرا نشان می‌دهد که بصورت تجربی میتواند به عنوان تابعی از سرعت پیستون با فرمت ذیل برای هر کدام یک از پیستونها تخمین زده شود:

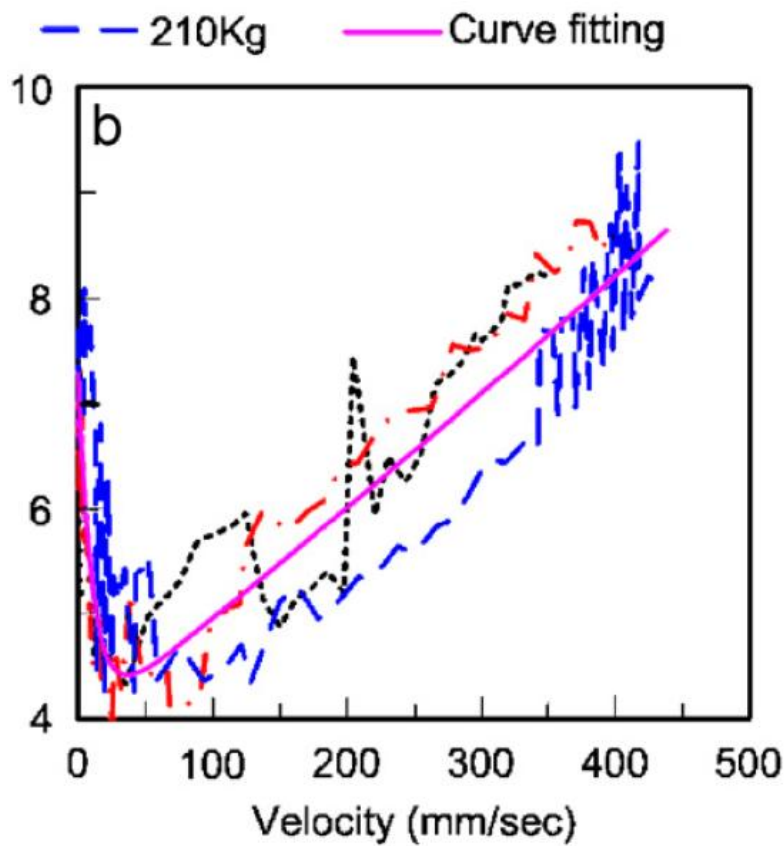
$$f_R(\dot{x}_R) = Ae^{B\dot{x}_R} + C\dot{x}_R^2 + D\dot{x}_R + E \quad (2-15)$$

$$f_L(\dot{x}_L) = Ae^{B\dot{x}_L} + C\dot{x}_L^2 + D\dot{x}_L + E \quad (2-16)$$

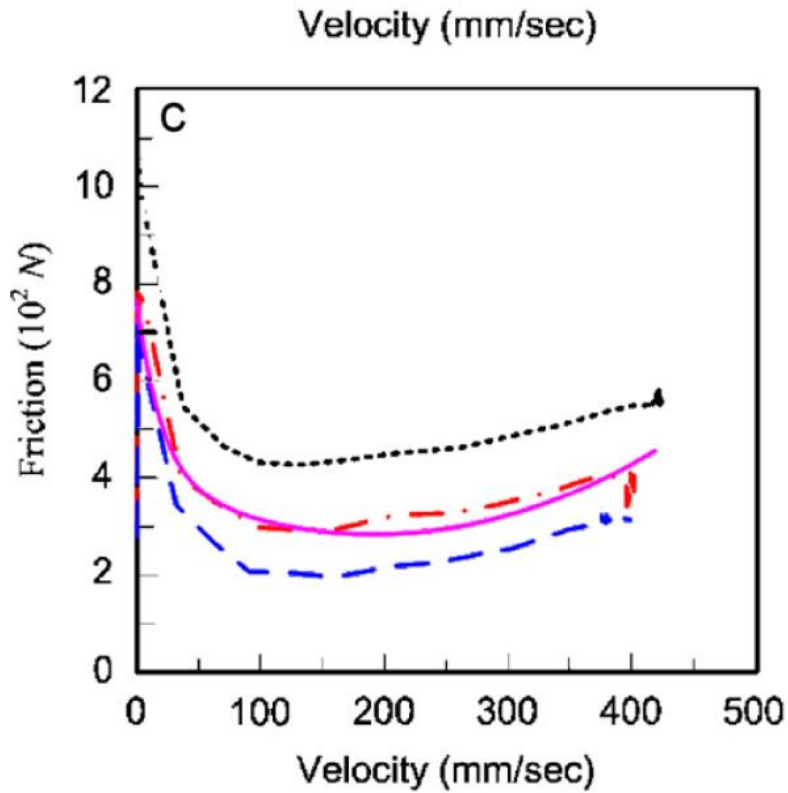
توجه کنید که فرمول بالا از ترکیب مدل اصطکاک نمایی $(Ae^{B\dot{x}_k} + D\dot{x}_k + E)$ و عبارت $C\dot{x}_k^2$ (که بخشی از مدل اصطکاک چند جمله‌ای است) بدست آمده است، و می‌توان از شکل ۲-۵ دید که یک خصوصیت اصطکاکی غیر خطی بعد از ناحیه استریک وجود دارد [19]. پارامترهای A ، B ، C ، D و E باید از داده‌های آزمایشی تعیین شود. زمانی که پیستون با یک سرعت ثابت حرکت می‌کند، شتاب برابر صفر است و سپس منحنی مشخصه نیروی اصطکاک در هر یک از پیستونها را می‌توان با مشتقگیری از روابط ۲-۱۳ و ۲-۱۴ بدست آورد. روابط بین اصطکاک تخمین زده شده و سرعت پیستون سمت راست (چپ) در حال حرکت به سمت بالا/پایین در دو سیلندر در شکل ۲-۵، (a) و (b) (شکل ۵۲-، (c) و (d) نشان داده شده است [18].



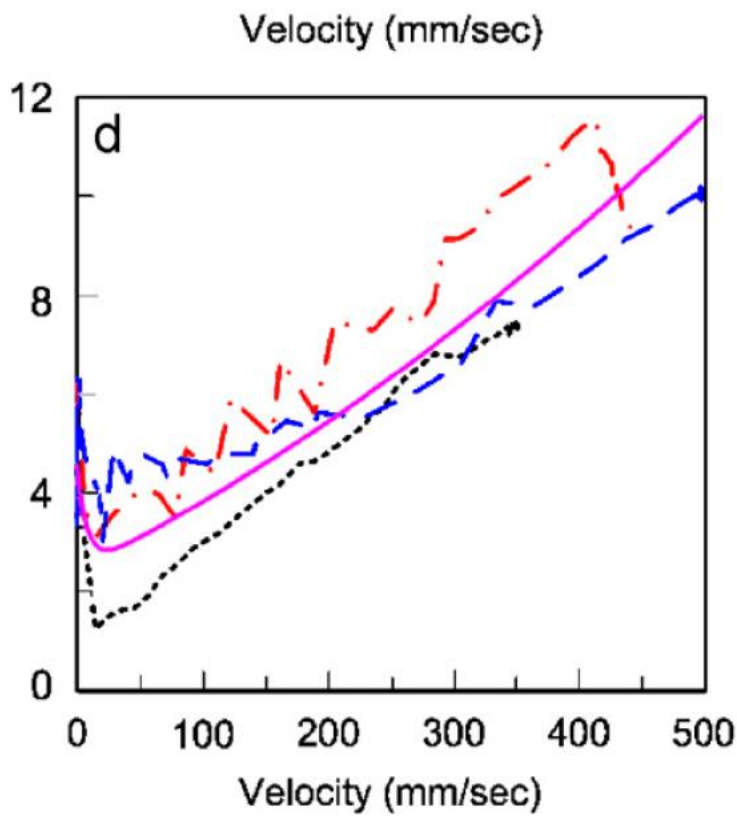
شکل ۲-۵ (a) منحنیهای مشخصه اصطکاک: برای حرکت به سمت بالا در سیلندر راست



شکل ۲-۵ (b) منحنیهای مشخصه اصطکاک: برای حرکت به سمت پایین در سیلندر راست



شکل ۲-۵ (C) منحنیهای مشخصه اصطکاک: برای حرکت به سمت بالا در سیلندر چپ



شکل ۲-۵ (d) منحنیهای مشخصه اصطکاک: برای حرکت به سمت پایین در سیلندر چپ

از شکل ۲-۵ واضح است که ویژگیهای اصطکاک بین دو سیلندر متفاوت است و همچنین در یک

سیلندر با جهت حرکت، بار و کنترل ورودی متفاوت است. از آنجا که مدل اصطکاک با جهت حرکت

تغییر می‌کند می‌توان آن را به فرم زیر تعریف کرد (برای هر سیلندر):

$$f_R(\dot{x}_R) = \begin{cases} f_{R1}(\dot{x}_R) & \dot{x}_R \geq 0 \\ f_{R2}(\dot{x}_R) & \dot{x}_R < 0 \end{cases} \quad (17-2)$$

$$f_L(\dot{x}_L) = \begin{cases} f_{L1}(\dot{x}_L) & \dot{x}_L \geq 0 \\ f_{L2}(\dot{x}_L) & \dot{x}_L < 0 \end{cases} \quad (18-2)$$

در جدول ۲-۲ ضریب‌های روابط (۲-۱۵) و (۲-۱۶) که با استفاده از روش رگراسیون حداقل

مربعات بر داده‌های حاصل از سعی و خطا بر روی نمودارهای اصطکاک، بدست آمده را نشان می‌دهد.

همانطور که در شکل ۲-۵ مشاهده میشود، نیروی اصطکاک را می‌توان به طور واضح به اصطکاک

ساکن، اصطکاک کولمب و اصطکاک ویسکوز تقسیم کرد، بدون توجه به این که پیستون به سمت بالا

یا پایین حرکت میکند. به علاوه، نه تنها نیروهای اصطکاک در حرکت به سمت بالا و پایین پیستون

متفاوت هستند، بلکه پارامترهای اصطکاک سیلندر چپ از پارامترهای سیلندر راست به دلیل

دینامیکهای متفاوت موجود در هر دو سیلندر و اختلاف در سرعت حرکت و موقعیت، حتی با وجود

استفاده از اجزای یکسان متفاوت است.

جدول ۲-۲ ضرایب تابع اصطکاک سیستم سروهیدرولیک

ضرایب	سیلندر سمت چپ		سیلندر سمت راست	
	حرکت روبه بالا (f_{L1})	حرکت روبه پایین (f_{L2})	حرکت روبه بالا (f_{R1})	حرکت روبه پایین (f_{R2})
A	۳۵۸/۱۲	۲۱۱/۰۱	۴۵۰/۷۹	۳۳۳/۳۹
B	-۰/۰۵	-۰/۱۰۵	-۰/۰۶	-۰/۰۹
C	۰/۰۰۳	۰/۰۰۱	۰/۰۰۲	۰/۰۰۱
D	-۱/۲۷	۱/۰۶	-۰/۸۹	۰/۹۹
E	۴۰۴/۶۶	۲۴۳/۱۹	۳۰۴/۴۳	۳۹۳/۸۳

با عامل بالقوه تغییر فشار سریع حین کنترل حلقه بسته، تراکم پذیری سیال هیدرولیک را

نمی‌توان نادیده گرفت. با در نظر گرفتن تراکم پذیری سیال هیدرولیک و نادیده گرفتن دینامیک

سیلندر [17]، تغییرات فشار نسبت به زمان را می‌توان به شکل زیر بیان کرد:

$$\dot{P}_{R1} = \frac{\beta}{V_R(x_R)} \text{sign}(u_R)(Q_{R1} - A_{R1}\dot{x}_R) \quad (19-2)$$

$$\dot{P}_{L1} = \frac{\beta}{V_L(x_L)} \text{sign}(u_L)(Q_{L1} - A_{L1}\dot{x}_L) \quad (20-2)$$

$$\dot{P}_{R2} = \frac{\beta}{V'_R(x_R)} \text{sign}(u_R)(A_{R2}\dot{x}_R - Q_{R2}) \quad (21-2)$$

$$\dot{P}_{L2} = \frac{\beta}{V'_L(x_L)} \text{sign}(u_L)(A_{L2}\dot{x}_L - Q_{L2}) \quad (22-2)$$

که در آن β مدول بالک سیال در حال کار برحسب N/m^2 است. $V_{L1}(x_L)$ ، $V_{R1}(x_R)$

و $V_{L2}(x_L)$ و $V_{R2}(x_R)$ نیز حجم فضاهای مربوطه (با توجه به شکل ۲-۲) برحسب m^3 هستند، که

توسط روابط (۲۳-۲) الی (۲۶-۲) محاسبه میشوند:

$$V_{R1}(x_R) = A_{R1}x_R + V_{PR1} \quad (23-2)$$

$$V_{L1}(x_L) = A_{L1}x_L + V_{PL1} \quad (24-2)$$

$$V_{R2}(x_R) = A_{R2}(l - x_R) + V_{PR2} \quad (25-2)$$

$$V_{L2}(x_L) = A_{L2}(l - x_L) + V_{PL2} \quad (26-2)$$

که در آن l به حداکثر کورس حرکت در سیلندرها و V_{PR1} ، V_{PL1} ، V_{PR2} و V_{PL2} حجمهای

تحت کنترل سیال در مسیر ورودی خط لوله و خروجی سیلندر تا شیر تعیین جهت تناسبی سمت

راست و چپ میباشد.

۳-۲ مدل کوپلینگ سیستم سرو هیدرولیک دو سیلندری

برای سیستم الکتروهیدرولیک دو سیلندری مورد نظر ما (شکل ۱-۲ و ۲-۲)، از آنجا که سیال در

حال گردش از یک پمپ تأمین می‌شود، تأثیر انشعاب جریان را باید در ملاحظات در نظر گرفت. با

صرف نظر کردن از اختلالات محیطی، رابطه برنولی برای جریان‌های لایه‌های یک بعدی در نقاط

انشعاب جریان که در شکل ۲-۲ نشان داده شده است را می‌توان به شکل زیر نوشت:

$$P_{Rs} + \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q_{Rs}}{A_{Rs}} \right)^2 + P_{Ls} + \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q_{Ls}}{A_{Ls}} \right)^2 = P_P + \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q_P}{A_P} \right)^2 \quad (۲۷-۲)$$

که P_{Rs} ، P_{Ls} بترتیب فشار ورودی در سیلندره‌های سمت چپ و راست، بر حسب N/m^2 ، Q_{Ls} و

Q_{Rs} نرخ جریان حجمی ورودی در سمت‌های چپ و راست بر حسب l/\min ، A_{Ls} و A_{Rs} مساحت

سطح مقطع‌های ورودی خطوط جریان (بر حسب m^2) در سیلندره‌های سمت چپ و راست، و P_P ، Q_P

و A_P بترتیب فشار کل جریان (بر حسب N/m^2)، نرخ جریان حجمی کل (بر حسب l/\min) و

مساحت کل سطح مقطع خروجی پمپ (بر حسب m^2) را نشان می‌دهند.

با توجه به قانون بقای جرم داریم: $Q_P = Q_{Rs} + Q_{Ls}$ ، و بطور مشابه شکل ۲-۲ نشان می‌دهد که

$Q_{R1} = Q_{Rs}$ (برای حرکت به سمت بالا) یا $Q_{R2} = Q_{Rs}$ (برای حرکت به سمت پایین) در ارتباط با

سیلندر جهت سمت راست، $Q_{L1} = Q_{Ls}$ (برای حرکت به سمت بالا) یا $Q_{L2} = Q_{Ls}$ (برای حرکت به

سمت پایین) در ارتباط با سیلندر جهت سمت چپ. بنابراین نرخ جریان حجمی سیال ورودی، Q_{Ks}

(هریک از Q_{Rs} یا Q_{Ls}) را می‌توان به شکل روابط (۲۸-۲) و (۲۹-۲) توصیف کرد:

$$Q_{Rs} = 0.5Q_{R1} + 0.5Q_{R2} + \text{sign}(u_R)(0.5Q_{R1} - 0.5Q_{R2}) \quad (28-2)$$

$$Q_{Ls} = 0.5Q_{L1} + 0.5Q_{L2} + \text{sign}(u_L)(0.5Q_{L1} - 0.5Q_{L2}) \quad (29-2)$$

در نتیجه با ترکیب روابط (27-2)، (28-2) و (29-2) و در نظر گرفتن اصطکاک غیر خطی و تأثیر

انشعاب جریان هیدرولیک، دینامیکهای سیستم سرو هیدرولیک دو سیلندری را می توان بصورت زیر

خلاصه کرد:

$$M_R \ddot{x}_R = P_{R1} A_{R1} - P_{R2} A_{R2} - \text{sign}(u_R) f_R(\dot{x}_R) - M_R g \quad (30-2)$$

$$M_L \ddot{x}_L = P_{L1} A_{L1} - P_{L2} A_{L2} - \text{sign}(u_L) f_L(\dot{x}_L) - M_L g \quad (31-2)$$

$$\dot{P}_{R1} = \beta h_{R1}(x_R, u_R, p_{Rs}) - \beta \lambda_{R1}(x_R, \dot{x}_R) \quad (32-2)$$

$$\dot{P}_{L1} = \beta h_{L1}(x_L, u_L, p_{Ls}) - \beta \lambda_{L1}(x_L, \dot{x}_L) \quad (33-2)$$

$$\dot{P}_{R2} = \beta \lambda_{R2}(x_R, \dot{x}_R) - \beta h_{R2}(x_R, u_R, p_{Rs}) \quad (34-2)$$

$$\dot{P}_{L2} = \beta \lambda_{L2}(x_L, \dot{x}_L) - \beta h_{L2}(x_L, u_L, p_{Ls}) \quad (35-2)$$

بطوریکه:

$$h_{R1} = \frac{\text{sign}(u_R)}{A_{R1} x_R} [0.5\bar{u}_R^{in} + 0.5\bar{u}_R^{out} + \text{sign}(u_R)(0.5\bar{u}_R^{in} - 0.5\bar{u}_R^{out})] \times \quad (36-2)$$

$$\sqrt{0.5P_{Rs} - 0.5P_{\tan k} - \text{sign}(u_R)(P_{R1} - 0.5P_{Rs} - 0.5P_{\tan k})}$$

$$h_{L1} = \frac{\text{sign}(u_L)}{A_{L1} x_L} [0.5\bar{u}_L^{in} + 0.5\bar{u}_L^{out} + \text{sign}(u_L)(0.5\bar{u}_L^{in} - 0.5\bar{u}_L^{out})] \times \quad (37-2)$$

$$\sqrt{0.5P_{Ls} - 0.5P_{\tan k} - \text{sign}(u_L)(P_{L1} - 0.5P_{Ls} - 0.5P_{\tan k})}$$

$$h_{R2} = \frac{\text{sign}(u_R)}{A_{R2}(l-x_R)} [0.5\bar{u}_R^{out} + 0.5\bar{u}_R^{in} + \text{sign}(u_R)(0.5\bar{u}_R^{out} - 0.5\bar{u}_R^{in})] \times \quad (38-2)$$

$$\sqrt{0.5P_{Rs} - 0.5P_{\tan k} + \text{sign}(u_R)(P_{R2} - 0.5P_{Rs} - 0.5P_{\tan k})}$$

$$h_{L2} = \frac{\text{sign}(u_L)}{A_{L2}(l-x_L)} [0.5\bar{u}_L^{out} + 0.5\bar{u}_L^{in} + \text{sign}(u_L)(0.5\bar{u}_L^{out} - 0.5\bar{u}_L^{in})] \times \quad (39-2)$$

$$\sqrt{0.5P_{Ls} - 0.5P_{\tan k} + \text{sign}(u_L)(P_{L2} - 0.5P_{Ls} - 0.5P_{\tan k})}$$

9

$$\lambda_{R1} = \frac{\dot{x}_R}{x_R}, \quad (40-2)$$

$$\lambda_{L1} = \frac{\dot{x}_L}{x_L}, \quad (41-2)$$

$$\lambda_{R2} = \frac{\dot{x}_R}{l-x_R}, \quad (42-2)$$

$$\lambda_{L2} = \frac{\dot{x}_L}{l-x_L}, \quad (43-2)$$

فصل سوم

کنترل

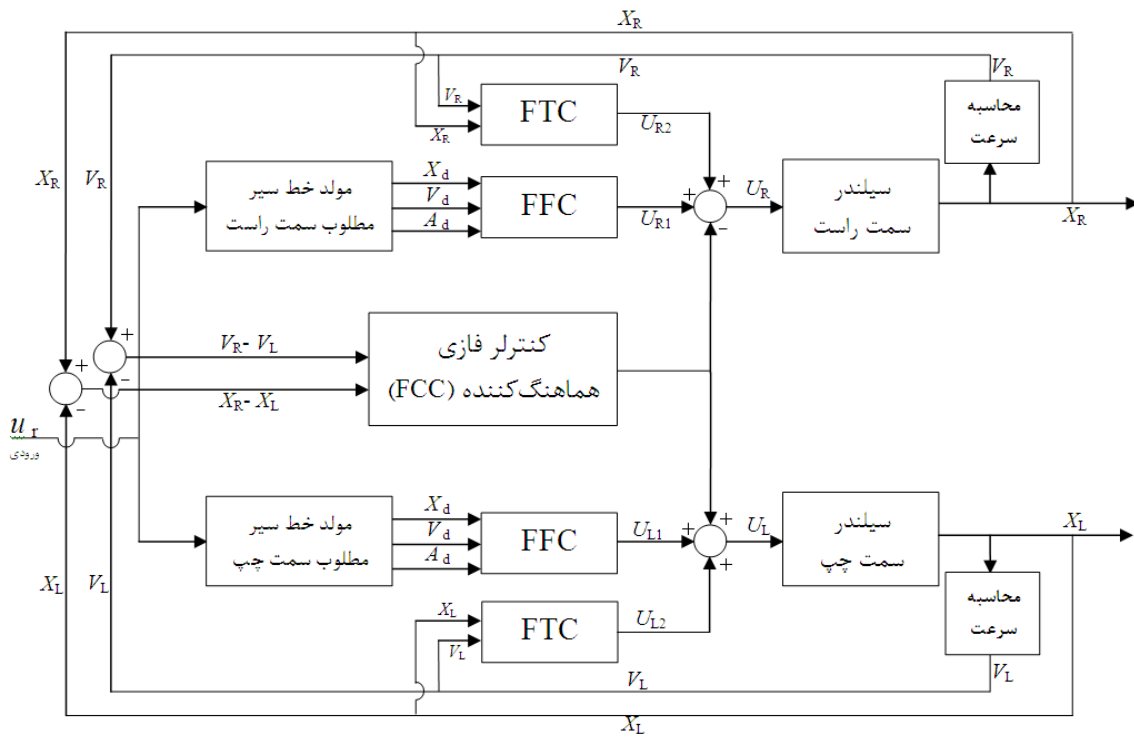
همزمانی حرکت

۳-۱ بلوک دیاگرام سیستم

با در نظر گرفتن تأثیر بارگذاری نامتعادل و نیز پارامترهای نامشخص سیستم که در بخش ۳-۲

بررسی شد، در اینجا از یک طراحی کنترلر بهتر برای کاهش نیاز برای یک مدل دقیق تر از سیستم

الکتروهیدرولیک با بارگذاری نامتعادل و وجود پارامترهای نامشخص در سیستم استفاده خواهد شد.



شکل ۳-۲۶ بلوک دیاگرام کنترل برای سیستم سروهیدرولیک دوسیلندری

به علت تفاوت دینامیکی بین دو سیستم سروهیدرولیک مستقل، طراحی یک کنترلر بر پایه یک

سیلندر و انتظاراینکه این کنترلر برای هر دو سیستم مناسب باشد، مشکل است. بنابراین در این

تحقیق، یک رویکرد طراحی کنترل فازی تودرتو را پیشنهاد میکنیم که در بلوک دیاگرام کنترل شکل

۱-۳ نشان داده شده است، و شامل دو کنترلر سیلندر و یک FCC^۱ میباشد که برای دستیابی به کنترل موقعیت همراه با کنترل همزمانی حرکت سیلندره‌های هیدرولیک میباشد. کنترلر مربوط به هر سیلندر نیز حاوی یک FFC^۲ و یک FTC^۳ است که در شکل ۱-۳ نشان داده شده است. کنترلر سیلندر به طور مستقل کار می‌کند و جهت ردیابی موقعیت مطلوب مورد نظر برای هر سیلندر طراحی شده است. FCC برای بهبود همزمانی حرکت بین دو سیلندر به وسیله تقویت سیگنال کنترل هریک از شیرها، طراحی شده است.

۱ Fuzzy Coordination Controller

۲ Feed Forward Controller

۳ Fuzzy Tracking Controller

۲-۳ طراحی کنترلر پیش‌بینی کننده

بر پایه یک مدل عملگر هیدرولیک تک سیلندر، الگوریتم FFC، دینامیک معکوس معادل رابا

فرض اینکه خروجی عملگر خط سیر مرجع مطلوب را دارد اجرا میکند. برای حرکت به سمت بالا، با

فرض اینکه فشار محفظه (P_{Tank}) صفر باشد، می‌توان روابط (۱-۲)، (۲-۲)، (۳-۲) و (۴-۲) را به شکل

زیر نوشت:

$$Q_{R1} = A_{R1} \dot{x}_d = \bar{u}_R^{in}(u_R) \sqrt{P_{Rs} - P_{R1}} \quad (1-3)$$

$$Q_{L1} = A_{L1} \dot{x}_d = \bar{u}_L^{in}(u_L) \sqrt{P_{Ls} - P_{L1}} \quad (2-3)$$

$$Q_{R2} = A_{R2} \dot{x}_d = \bar{u}_R^{out}(u_R) \sqrt{P_{R2}} \quad (3-3)$$

$$Q_{L2} = A_{L2} \dot{x}_d = \bar{u}_L^{out}(u_L) \sqrt{P_{L2}} \quad (4-3)$$

به منظور ساده کردن طراحی FFC، در اینجا از تاثیر انشعاب در رابطه (۲-۲۷) به طور موقت صرف

نظر میکنیم، یعنی:

$$P_{Rs} = P_{Ls} = P_P \quad (5-3)$$

در حالیکه اثر انشعاب به وسیله FCC در طراحی بعدی کاهش یافته و جبران خواهد شد. بنابراین

روابط بالا را می‌توان به شکل زیر بیان کرد:

$$P_{R1} = P_{Rs} - \frac{A_{R1}^2 \dot{x}_d^2}{[\bar{u}_R^{in}(u_R)]^2} \quad (6-3)$$

$$P_{L1} = P_{Ls} - \frac{A_{L1}^2 \dot{x}_d^2}{[\bar{u}_L^{in}(u_L)]^2} \quad (7-3)$$

$$P_{R2} = \frac{A_{R2}^2 \dot{x}_d^2}{[\bar{u}_R^{out}(u_R)]^2} \quad (8-3)$$

$$P_{L2} = \frac{A_{L2}^2 \dot{x}_d^2}{[\bar{u}_L^{out}(u_L)]^2} \quad (9-3)$$

که با جایگزین روابط (۶-۳)، (۷-۳)، (۸-۳) و (۹-۳) در روابط (۲-۱۳) و (۲-۱۴) خواهیم داشت:

$$\frac{A_{R1}^3 \dot{x}_d^2}{[\bar{u}_R^{in}(u_R)]^2} + \frac{A_{R2}^3 \dot{x}_d^2}{[\bar{u}_R^{out}(u_R)]^2} = A_{R1} P_{Rs} - f_R(\dot{x}_d) - M_R(\ddot{x}_d + g) \quad (10-3)$$

$$\frac{A_{L1}^3 \dot{x}_d^2}{[\bar{u}_L^{in}(u_L)]^2} + \frac{A_{L2}^3 \dot{x}_d^2}{[\bar{u}_L^{out}(u_L)]^2} = A_{L1} P_{Ls} - f_L(\dot{x}_d) - M_L(\ddot{x}_d + g) \quad (11-3)$$

که در آن \dot{x}_d و \ddot{x}_d به ترتیب سرعت و شتاب پروفیل خط سیر مطلوب ما هستند. در رابطه فوق

$$\bar{u}_R^{out}(u_R) = m_{RJ} \bar{u}_R^{in}(u_R) \quad (12-3)$$

$$\bar{u}_L^{out}(u_L) = m_{LJ} \bar{u}_L^{in}(u_L) \quad (13-3)$$

که m_{LJ} و m_{RJ} ثابت تناسب هستند که می‌توان با حرکت سیلندر در حداکثر سرعت تخمین

زده شوند و اندیس J می‌تواند U و D به ترتیب برای حرکت به سمت بالا و پایین باشد. بنابراین

ورودیهای کنترل معادل، u_{RI} و u_{LI} را می‌توان به شکل زیر نوشت.

$$u_{R1} = \bar{u}_R^{in}(u_R) = \sqrt{\frac{(m_{RJ})^2 A_{R1}^3 \dot{x}_d^2 + A_{R2}^3 \dot{x}_d^2}{(m_{RJ})^2 [A_{R1} P_{Rs} - f_R(\dot{x}_d) - M_R(\ddot{x}_d + g)]}} \quad (14-3)$$

$$u_{L1} = \bar{u}_L^{in}(u_L) = \sqrt{\frac{(m_{LJ})^2 A_{L1}^3 \dot{x}_d^2 + A_{L2}^3 \dot{x}_d^2}{(m_{LJ})^2 [A_{L1} P_{Ls} - f_L(\dot{x}_d) - M_L(\ddot{x}_d + g)]}} \quad (15-3)$$

با توجه به رابطه فوق واضح است که در صورت داشتن جرم بار اعمالی M_L و M_R و ثابت

تناسب m_{LJ} و m_{RJ} می‌توان \bar{u}_L^{in} و \bar{u}_R^{in} (ورودیهای FFC) را بدست آورد.

۳-۳ طراحی کنترلر ردیاب فازی

اگرچه رویکرد FFC روش ساده‌تری را برای طراحی یک کنترلر ردیاب فراهم می‌کند، ولی به آسانی بسمت یک خطای ردگیری موقعیت بزرگ هدایت می‌شود چرا که پارامترهای نامطمئن و نامعلوم مدل را نادیده می‌گیرد. برای جبران بیدقتی ایجاد شده به وسیله پارامترهای غیر خطی و اغتشاشات، یک FTC برای بهبود عملکرد موقعیت ردیاب پیستون برای هر یک از عملگرها در امتداد خط سیر مورد نظر، اعمال شده است.

اساساً یک کنترلر فازی معمول را می‌تواند به ۴ بخش تقسیم کرد: (۱) مدول فازی کننده (۲) قوانین مبتنی بر پایه دانش (۳) موتور استنتاج فازی (۴) مدول غیر فازی ساز. و در این تحقیق یک الگوریتم فازی شبه PD برای رسیدن به نتیجه دلخواه انتخاب شده است [20].

برای تفسیر قانون فازی، پاسخ موقعیت و سرعت اولیه (هر دوی $\{e, \dot{e}\}$) از یک سیستم مرتبه دوی استاندارد که با یک ورودی پله تحریک شده، انتخاب شده‌است) در طراحی کنترلر منطق فازی در نظر گرفته شده‌اند. با انطباق پاسخ مناسب از یک سیستم کنترل شده مرتبه دوم، پایه قانون فازی می‌تواند از تصویر فاز $\{e, \dot{e}\}$ ساخته شود. در این مطالعه، هفت مجموعه تابع عضو (MF)،

$\{PB, PM, PS, ZE, NS, NM, NB\}$ وجود دارند که بترتیب معرف {منفی بزرگ، منفی متوسط،

منفی کوچک، صفر، مثبت کوچک، مثبت متوسط و مثبت بزرگ} میباشند، و برای هر FTC استفاده

خواهد شد. از توابع فازی مثلثی $\mu_{\bullet}(x)$ برای مجموعه‌های فازی PM و PS, ZE, NS, NM استفاده

شده است:

$$\mu_{\bullet}(x) = \begin{cases} 0 & x \leq a_i \\ (x - a_i)/(b - a_i) & a_i < x \leq b_i \\ (c_i - x)/(c - b_i) & b_i < x < c_i \\ 0 & c_i \leq x, \end{cases} \bullet \in \{NM, NS, ZE, PS, PM\} \quad (16-3)$$

و از توابع فازی ذوزنقه‌ای برای مجموعه‌های فاز PB و NB استفاده شده، یعنی:

$$\mu_{NB}(x) = \begin{cases} 1 & x \leq b_i \\ (c_i - x)/(c - b_i) & b_i < x \leq c_i \\ 0 & c_i \leq x \end{cases} \quad (17-3)$$

$$\mu_{PB}(x) = \begin{cases} 0 & x \leq a_i \\ (c_i - x)/(c_i - b_i) & a_i < x \leq b_i \\ 1 & b_i \leq x \end{cases}$$

در روابط (۱۶-۳) و (۱۷-۳) پارامترهای a_i, b_i, c_i نقاط انفصال i امین تابع عضو ذوزنقه‌ای یا

مثلثی متغیر (x) ورودی یا خروجی هستند. زمانیکه ورودی‌های خطای موقعیت (e) و خطای سرعت

(e) به کنترلر فازی وارد می‌شوند، ورودی کنترل (u) به قسمت سیلندر را می‌توان از قوانین فازی

ارائه شده در شکل ۲-۳ مشخص کرد، (مطابق موتور استنتاج فازی روش ماکزیمم-مینیمم

Mamdani و مدول غیرفازیکننده روش مرکز ثقل). با توجه به $\{e, \dot{e}\}$ که قبلاً توضیح داده شد و

قوانین فازی 7×7 که در شکل ۲-۳ آمده، ورودی کنترل تولید شده بر اساس قاعده فازی، مانند

کنترلر شبیه PD رفتار می‌کند که اغلب برای سیستمهایی بکار برده می‌شود که واکنش آنها را بتوان با

استفاده از یک سطح فازی دوبعدی به تصویر کشید [21]. در عمل، قانون‌های فازی ورودی کنترل را

می‌توان به چهار قسمت تقسیم کرد که در شکل ۳-۲ نشان داده شده است.

e \ e'	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
PB	NS	PS	PM	PB	PB	PB	PB
PM	NM	ZO	PS	PM	PM	PB	PB
PS	NB	NS	ZO	PS	PS	PM	PB
ZO	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NS	NB	NM	NS	NS	ZO	PS	PB
NM	NB	NB	NM	NM	NS	ZO	PM
NB	NB	NB	NB	NB	NM	NS	PS



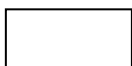
ناحیه ۱



ناحیه ۲



ناحیه ۳



ناحیه ۴

شکل ۳-۲ قوانین فازی توابع ورودی کنترل در کنترلر فازی شبیه PD

قوانین فازی درنواحی ۱، ۲، ۳ و ۴ بترتیب برتابع سیستم کنترل شده درزمان شروع، زمان

جهش، موقعیت همگرایی و حالت پایدار، حاکم هستند. برپایه اطلاعات $\{e, \dot{e}\}$ و کنترل ورودی مربوط به آن، کنترلر فازی می تواند مستقیماً واکنش خوبی را در یک زمان خیلی کوتاه بدون هیچ دانش قبلی درباره مدل سیستم، ایجاد کند.

FTC در اینجا با FFC برای کمک به وظیفه ردیابی خط سیر برای هر کدامیک از سیلندرها

استفاده می شود. برای طراحی یک کنترلر فازی شبه PD برای هر کدامیک از سیلندرها، هر کدام از

خطاهای موقعیت ($x_L - x_d$ و $x_R - x_d$) و خطاهای سرعت ($v_L - v_d$ و $v_R - v_d$) به عنوان

سیگنال های ورودی (e, \dot{e}) به ترتیب برای سیلندرهایی چپ و راست معرفی می شوند. براساس سرعت

ماکزیمم در طول خط سیر در سیستم کنترل شده که $120mm/s$ است، حد قابل تنظیم سرعت

$30mm/s$ و با کنترلر FFC برای سیستم سرو الکتروهیدرولیک دوسیلندری میباشد و توابع عضویت

فازی برای FTC های چپ و راست در جداول ۳-۱ و ۳-۲ آمده است. توجه داشته باشید که حداکثر

خطای موقعیت محدود به $\pm 1.5mm$ است و حداکثر سرعت هر پیستون از سیلندرها به منظور حذف

خطای بزرگ موقعیت محدود به $120mm/s$ است. به منظور همزمان کردن موقعیت عملگرهای چپ

و راست، محدوده توابع عضویت فازی خطاهای پیستون (e) هر دو FTC ها یکسان برنامه ریزی شده اند

و دستورهایی کنترل (u) برای هر دوی FTC ها نیز یکسان هستند. به هر حال، محدوده توابع عضو \dot{e}

برای هر دوی FTC ها در تقویت واکنش های مختلف، به علت خصوصیات مکانیکی متمایز شیر تعیین

جهت و عملگر همانطور که در شکل ۲-۶ و ۲-۷ نشان داده شده متمایز است.

۳-۴ طراحی کنترلر تطبیقی فازی برای بهبود همزمانی حرکت

بر طبق طراحی که در بالا گفته شد، کنترلر هر سیلندر برای بهبود عملکرد ردیاب-موقعیت هر یک از عملگرهای مربوطه، تحت پارامترهای نامطمئن و اغتشاشات مدل طراحی می‌شود. و تأثیر پیوستگی ذاتی در دینامیک‌های هیدرولیک دو سیلندر را در نظر نمی‌گیرد. به علاوه، کنترلر تک سیلندر برای دستیابی به دینامیک‌های حلقه بسته یکسان بین دو عملگر طراحی نمی‌شود. بدون ساده‌سازی در دستیابی به دینامیک‌های مدار باز یکسان یا خطاهای همزمان‌سازی، به همزمان‌سازی بین دو سیلندر نمی‌توان دست یافت. در هر سیلندر یک سیستم الکترو-هیدرولیک دو سیلندری، همزمان‌سازی حرکت و عملکرد ردیاب، هر کدام به یک اندازه مهم هستند. جهت حل کردن همزمان‌سازی حرکت، یک FCC برای اتصال دو سیلندر و هماهنگی فعال و همزمانی حرکت بین دو عملگر هیدرولیک کنترل شده ما حلقه بسته گذاشته شده است.

همانطور که در شکل ۱-۳ نشان داده شده، خطای همزمانی موقعیت $(x_R - x_L)$ و خطای همزمانی سرعت $(v_R - v_L)$ بین دو سیلندر، ورودی‌های FCC هستند. از جدول ۱-۳ و ۲-۳ می‌توان فهمید که وقفه‌های [حداقل، حداکثر] هر کدام از توابع عضویت فازی ورودی کنترلر FTC سمت راست، متفاوت از FTC سمت چپ است. این پدیده همچنین برای تابع‌های عضویت فازی خطای ردگیری سرعت برای هر دو کنترلر سیلندر نیز صادق است. به منظور دستیابی به همزمان‌سازی و ردگیری موقعیت حرکت، توابع عضویت فازی در FCC بر طبق این توابع عضویت فازی طراحی شده -

اند و بین آنها هماهنگی لازمه را ایجاد می‌کنند. در آخر، تابع‌های عضویت FCC در جدول ۳-۳ ارائه

شده است. خروجی کنترل از FCC عملگر راست را کند می‌کند و سرعت عملگر چپ را به طور

همزمان با زمانیکه خطاهای سرعت و موقعیت هردو مثبت هستند را بیش‌تر می‌کند. و به همین صورت،

خروجی کنترل از FCC عملگر سمت راست را تندتر می‌کند و سرعت عملگر چپ را همزمان با اینکه

خطاهای سرعت و موقعیت هردو منفی هستند را کاهش می‌دهد.

جدول ۳-۳ قواعد فازی کنترلر ردیاب فازی سمت چپ

MF(i)		NB(0)	NM(1)	NS(2)	ZO(3)	PS(4)	PM(5)	PB(6)
خطای موقعیت (x_L-x_d)	a_i	-۵۰	-۱/۵	-۱	-۰/۵	۰	۰/۵	۱
	b_i	-۱/۵	-۱	-۰/۵	۰	۰/۵	۱	۱/۵
	c_i	-۱	-۰/۵	۰	۰/۵	۱	۱/۵	۵۰
خطای سرعت (v_L-v_d)	a_i	-۳۶۰۰	-۱۲	-۸	-۴	۰	۴	۸
	b_i	-۱۲	-۸	-۴	۰	۴	۸	۱۲
	c_i	-۱۲	-۸	-۴	۰	۸	۱۲	۳۶۰۰
ورودی کنترل (u_{L2})	a_i	-۰/۳	-۰/۲۵	-۰/۱۶	-۰/۰۹	۰	۰/۰۹	۰/۱۶
	b_i	-۰/۲۵	-۰/۱۶	-۰/۰۹	۰	۰/۰۹	۰/۱۶	۰/۲۵
	c_i	-۰/۱۶	-۰/۰۹	۰	۰/۰۹	۰/۱۶	۰/۲۵	۰/۳

جدول ۴-۳ قواعد فازی کنترلر ردیاب فازی سمت راست

MF(i)		NB(0)	NM(1)	NS(2)	ZO(3)	PS(4)	PM(5)	PB(6)
خطای موقعیت (x_L-x_d)	a_i	-۵۰	-۱/۵	-۱	-۰/۵	۰	۰/۵	۱
	b_i	-۱/۵	-۱	-۰/۵	۰	۰/۵	۱	۱/۵
	c_i	-۱	-۰/۵	۰	۰/۵	۱	۱/۵	۵۰
خطای سرعت (v_L-v_d)	a_i	-۳۶۰۰	-۴۸	-۳۲	-۱۶	۰	۱۶	۳۲
	b_i	-۴۸	-۳۲	-۱۶	۰	۱۶	۳۲	۴۸
	c_i	-۳۲	-۱۶	۰	۱۶	۳۲	۴۸	۳۶۰۰
ورودی کنترل (u_{L2})	a_i	-۰/۱۶	-۰/۴۵	-۰/۳۰	-۰/۲۵	۰	۰/۲۵	۰/۳۰
	b_i	-۰/۴۵	-۰/۳۰	-۰/۲۵	۰	۰/۲۵	۰/۳۰	۰/۴۵
	c_i	-۰/۳۰	-۰/۲۵	۰	۰/۲۵	۰/۳۰	۰/۴۵	۰/۱۶

جدول ۳-۵ قواعد فازی کنترلر جامع فازی

MF(i)		NB(0)	NM(1)	NS(2)	ZO(3)	PS(4)	PM(5)	PB(6)
خطای موقعیت ($x_L - x_d$)	a_i	-۵۰	-۱/۵	-۱	-۰/۵	۰	۰/۵	۱
	b_i	-۱/۵	-۱	-۰/۵	۰	۰/۵	۱	۱/۵
	c_i	-۱	-۰/۵	۰	۰/۵	۱	۱/۵	۵۰
خطای سرعت ($v_L - v_d$)	a_i	-۳۶۰۰	-۱۲	-۸	-۴	۰	۴	۸
	b_i	-۱۲	-۸	-۴	۰	۴	۸	۱۲
	c_i	-۸	-۴	۰	۴	۸	۱۲	۳۶۰۰
ورودی کنترل (u_{L2})	a_i	-۰/۴	-۰/۳	-۰/۲۳	-۰/۱۵	۰	۰/۱۵	۰/۲۳
	b_i	-۰/۳	-۰/۲۳	-۰/۱۵	۰	۰/۱۵	۰/۲۳	۰/۳
	c_i	-۰/۲۳	-۰/۱۵	۰	۰/۱۵	۰/۲۳	۰/۳	۰/۴

فصل چهارم

نتایج

شبیه سازی با نرم افزار

MATLAB

۱-۴ نتایج شبیه‌سازی

به منظور ارزیابی عملکرد طراحی کنترل‌رهای که در بالا گفته شد، چند حالت مختلف از

بارگذاری دو پیستون، در مطالعات شبیه‌سازی در نظر گرفته شده است (برای هر یک از کنترل‌های

FFC، FTC و FCC با اقتباس از مدل سیستم در فصل ۲).

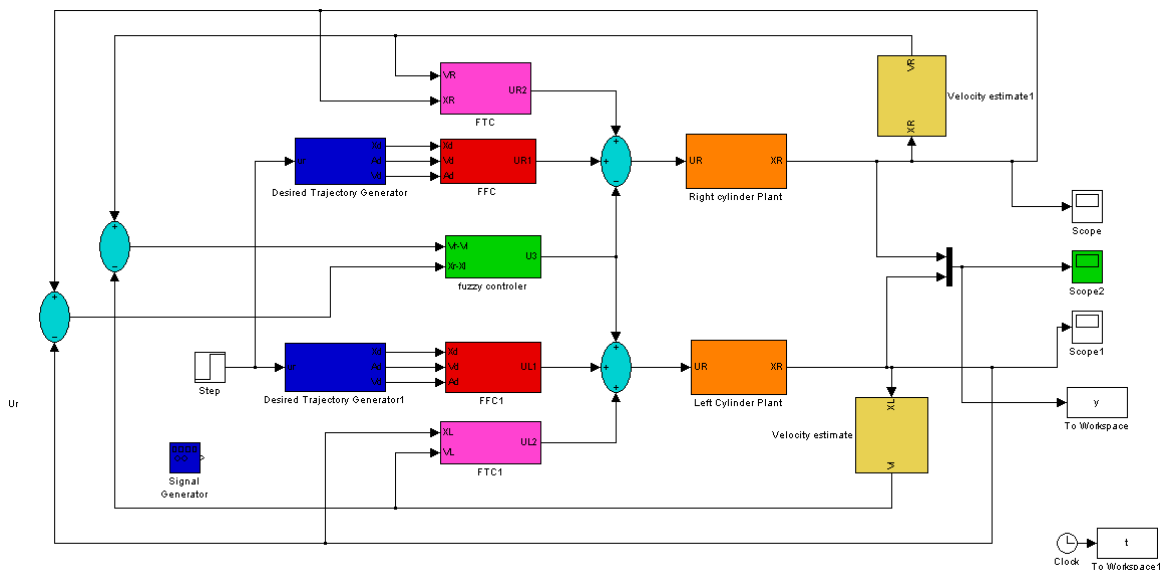
شکل ۱-۴، بلوک دیاگرام سیستم الکتروهیدرولیک که در نرم‌افزار MATLAB بخش

SIMULINK و بر اساس بلوک دیاگرام سیستم مورد نظر ما طراحی شده را نشان می‌دهد. با توجه به

سه عدد Scope گذاشته شده می‌تواند بطور همزمان نمودارهای موقعیت عملگرهای چپ و راست و

همچنین نمودار خطای سیستم رسم شود. و رویه‌های مختلفی را می‌توان به سیستم اعمال نمود با توجه

به ورودی پله داده شده به سیستم، نمودارهای پاسخ پله رسم می‌شود.



شکل ۲۸-۴ بلوک دیاگرام سیستم الکتروهیدرولیک در نرم‌افزار MATLAB

که حداکثر سرعت و فاصله (موقعیت) به ترتیب 120mm/s و 900mm برای آزمایش سیستم

آزمایشی تعریف شده، خط سیر مورد نظر را می‌توان برای رسیدن به مقصد 900mm در $7/5$ ثانیه

طراحی کرد [22]. بر طبق بررسی نیروی اصطکاک موجود در سیستم آزمایشی، همانطور که در شکل

۲-۵ نشان داده شد، نیروی اصطکاک ایستائی سیستم سرو هیدرولیک را می‌توان 762 نیوتن تخمین

زده شود. با استفاده از پارامترهای سیستم که در جدول ۲-۱ خلاصه شده و داده‌های تجربی که در

شکل ۲-۶ و ۲-۷ آمده، ثابت تناسب توابع ورودی FFC (با توجه به فرمول ۱۹) برای سیلندر راست

(چپ) سیستم سرو هیدرولیک، بترتیب $m_{RU} = 0.42$ و $m_{RD} = 1.18$ و $m_{LD} = 2.3$ و $m_{LU} = 0.46$

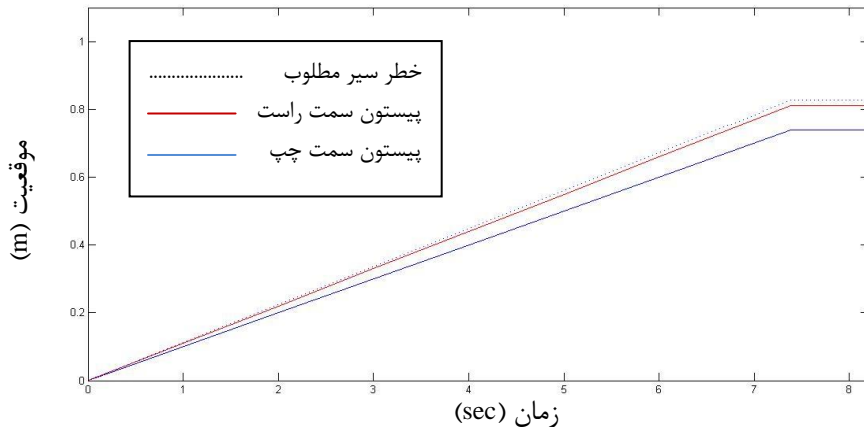
تخمین زده می‌شود. در مجموع از آنجایی که بار هر سیلندر در سیستم مد نظر ما یک پارامتر

ناشناخته میباشد، مقدار میانگین بار حداقل و حداکثر، 105kg ، به عنوان پارامتر طراحی FFC انتخاب

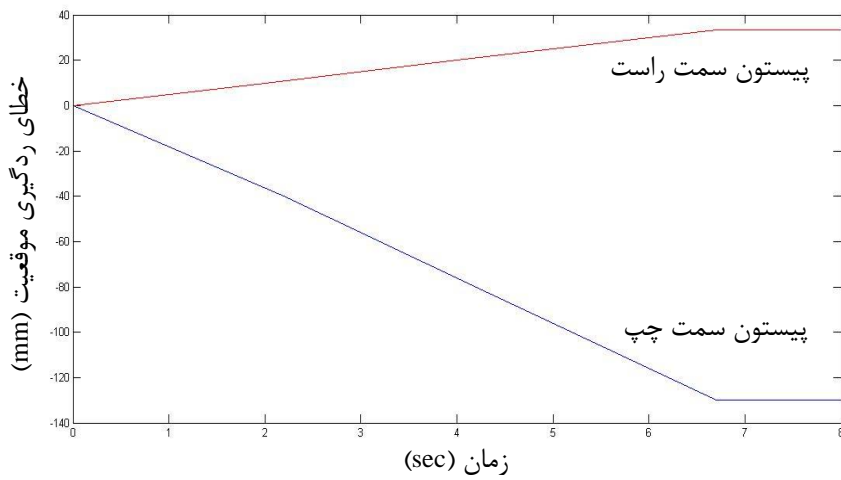
می‌شود بطوریکه حداکثر بارگذاری را می‌توان تعیین و در یک ناحیه مشخص محدود کرد.

برای ارزیابی عملکرد ردیابی موقعیت در طراحی FFC، دو مورد از بارگذاری 0 ، 0 و 0 ، 210 ،

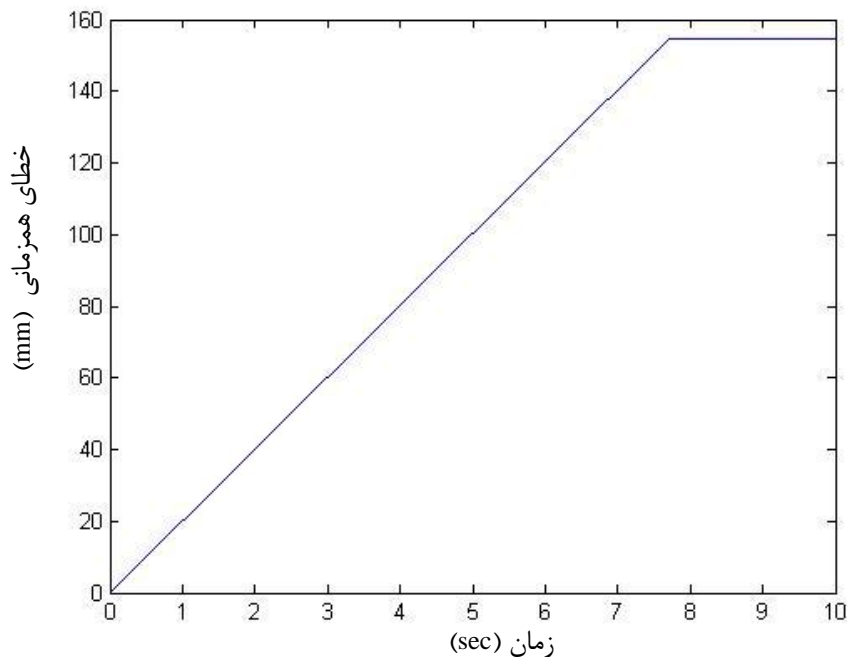
کیلوگرم به ترتیب بر پیستون چپ و راست، در بررسی‌های شبیه‌سازی در نظر گرفته می‌شود.



شکل ۴-۲۹ (a) نتایج شبیه‌سازی طراحی FFC برای بارگذاری ۲۱۰ و ۰ کیلوگرم بر سیلندر چپ و راست: پاسخ موقعیت



شکل ۴-۲۹ (b) نتایج شبیه‌سازی طراحی FFC برای بارگذاری ۲۱۰ و ۰ کیلوگرم بر سیلندر چپ و راست: خطای ردگیری موقعیت



شکل ۴-۲) نتایج شبیه‌سازی طراحی FFC برای بارگذاری ۲۱۰ و ۰ کیلوگرم بر سیلندر چپ و راست خطای همزمانی.

شکل ۴-۲) پاسخهای موقعیت، خطاهای ردیابی موقعیت و خطاهای همزمان سازی را برای

بارگذاری غیرمتعادل ۰ و ۲۱۰ کیلوگرم بر سیلندره‌های راست و چپ نشان می‌دهد. نتایج به طور واضح

نشان می‌دهد که واکنش موقعیت پیستون راست همیشه سریعتر از خط سیر مورد نظر است ولی

موقعیت پیستون چپ همیشه عقبتر از خط سیر مورد نظر است. یعنی زمانیکه بارگذاری بر پیستون

کمتر و سبک‌تر از بار طراحی شده ۱۰۵kg باشد، ورودی کنترل تولید شده توسط FFC، پیستون را

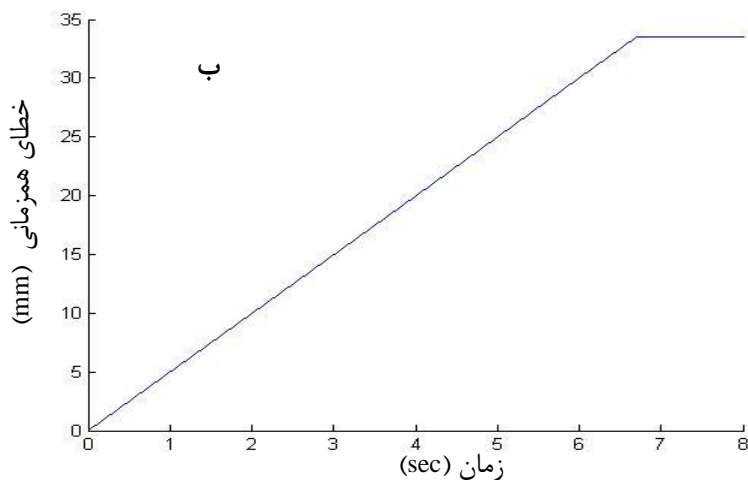
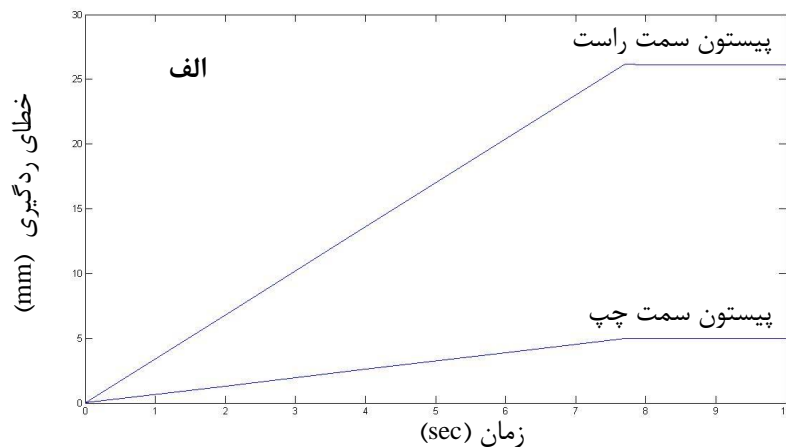
وادر میکند که واکنشی سریعتر از خواسته خط سیر مطلوب انجام دهد و حداکثر خطای ردیابی

موقعیت در حدود ۳۵mm خواهد بود.

بطور معکوس، زمانیکه بارگذاری بر پیستون بزرگتر از بار طراحی ۱۰۵kg باشد، ورودی FFC

منجر به واکنش کندتر پیستون میشود و حداکثر خطای ردیابی موقعیت، ۱۴۰mm- خواهد بود.

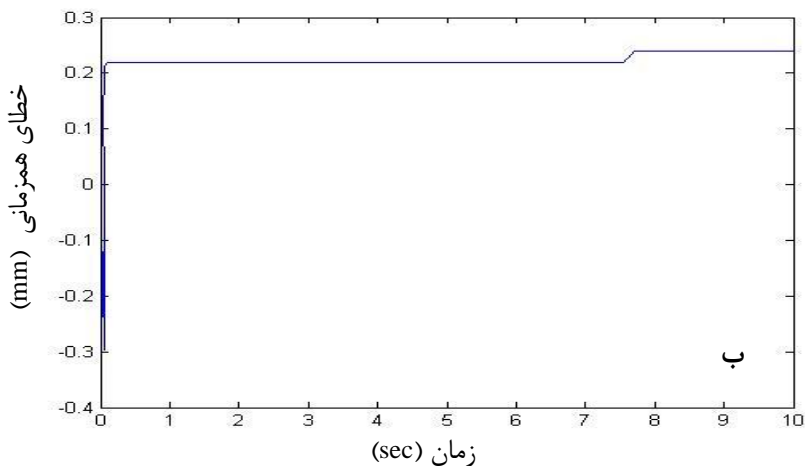
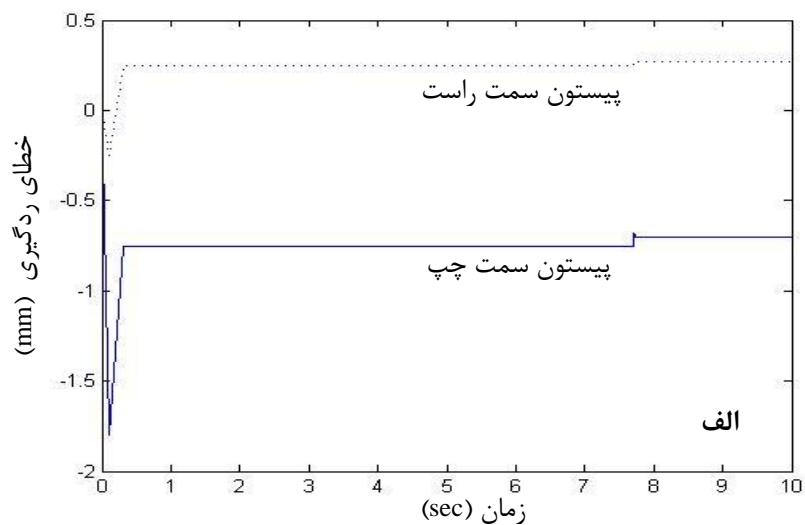
همچنین می توان دید که واکنش موقعیت پیستون که توسط طراحی FFC کنترل شده، به طور خطی از خط سیر مطلوب (سریع یا کند) پیروی می کند و این بدلیل متد کنترل حلقه باز میباشد. در نامتعادلتین بارگذاری ، خطای همزمان سازی بین دو سیلندر می تواند حدوداً ۱۷۵mm باشد که در شکل ۲-۴ (C) نشان داده شده است. برای حالت بارگذاری متعادل ۰/۰kg بر پیستون چپ/راست، شکل ۳-۴ خطای ردیابی موقعیت و خطای همزمانسازی را نشان می دهد. این شکل به طور واضح نشان می دهد که واکنش موقعیت پیستونها همیشه بدلیل اینکه بارگذاری کمتر از ۱۰۵kg است، سریعتر از خط سیر مطلوب است.



شکل ۳-۴ نتایج شبیه‌سازی طراحی FFC برای بارگذاری ۰ کیلوگرم بر روی هر دو سیلندر الف) خطای ردگیری موقعیت ب) خطای همزمانی.

به هر حال، پاسخ خطای ردیابی موقعیت پیستون راست و پیستون چپ که در شکل ۳-۴ الف) نشان داده شده، به دلیل دینامیک‌های متفاوت دو عملگر الکتروهیدرولیک یکسان نیستند. این پدیده را می‌توان در طراحی FFC ارائه شده در فرمول‌های ۱۵ الی ۲۰، بررسی کرد، چرا که بعضی از دینامیک‌های غیر خطی سیستم، خطی شده یا نادیده گرفته شده است. در مقایسه با حالتی از بارگذاری نامتعادل که در شکل ۲-۴ نشان داده شده، خطای همزمان‌سازی بین دو سیلندر با

بارگذاری متعادل که در شکل ۳-۴ (ب) نشان داده شده به ۳۳mm کاهش یافته، با این وجود، برپایه مطالعات شبیه‌سازی حذف موفق تأثیرات پارامترهای نامشخص سیستم و اغتشاشات با استفاده از مدل‌های دینامیک بدست آمده، مشکل است. برای تعیین عملکرد طراحی FTC پیشنهاد شده، شبیه‌سازی برای حالت بارگذاری نامتعادل ۲۱۰ و ۰ کیلوگرم بر سیلندر چپ و راست انجام شد. شکل ۴-۴ نشان می‌دهد که خطاهای ردیابی موقعیت حرکت سیلندرها را چپ تا حد زیادی کاهش یافته و به ترتیب به ۰/۵ و ۱/۵ میلی‌متر محدود شده است. درمقایسه با شکل ۲-۴، شکل ۴-۴ همچنین نشان می‌دهد که یک کنترلر سیلندر می‌تواند به طور مؤثر خطای ردیابی موقعیت را کاهش دهد چرا که در طراحی FTC بصورت یک کنترل حلقه بسته عمل می‌کند، درحالی‌که FFC بصورت حلقه باز عمل می‌کند.



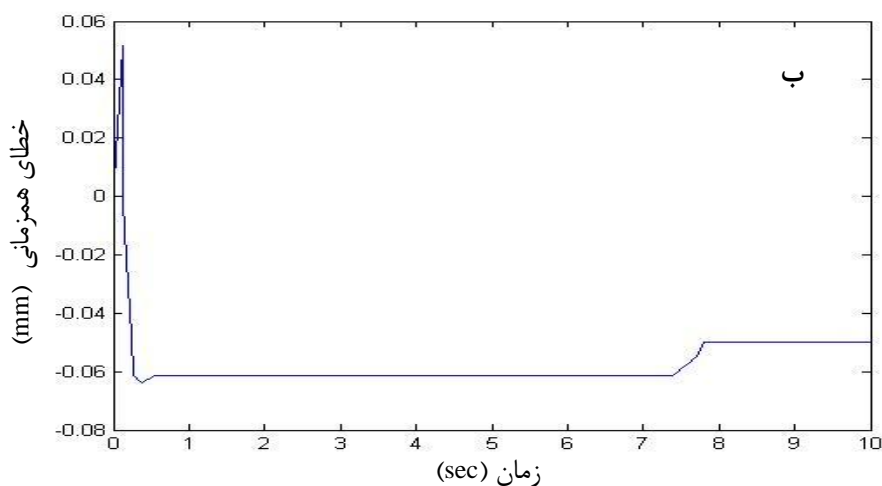
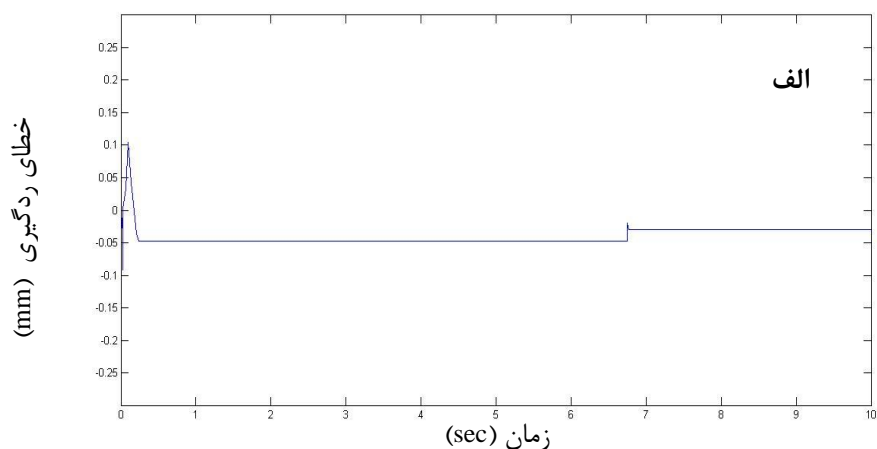
شکل ۴-۴ نتایج شبیه‌سازی طراحی FTC برای بارگذاری ۲۱۰ و ۰ کیلوگرم بر سیلندر چپ و راست الف) خطای ردگیری موقعیت ب) خطای همزمانی.

بنابراین، می‌توان نتیجه گرفت که کنترلر FTC نسبت به FFC عملکرد بهتری در ردیابی خط

سیر مطلوب دارد. به علاوه، همانطور که در شکل ۴-۴ (ب) نشان داده شده است، خطای

همزمان‌سازی طراحی FTC بجز در ناحیه شروع در محدوده $\pm 0.5mm$ باقی می‌ماند. بدون شک

FTC می‌تواند به طور منفعل خطای همزمان‌سازی دو سیلندر را بیشتر از FFC بهبود بخشد.



شکل ۴-۵ نتایج شبیه‌سازی طراحی FCC برای بارگذاری ۲۱۰ و ۰ کیلوگرم بر سیلندر چپ و راست الف) خطای ردگیری موقعیت ب) خطای همزمانی.

در آخر، برای ارزیابی عملکرد طراحی FCC، تحت بارگذاری غیر یکسان (۲۱۰ و ۰ کیلوگرم به

ترتیب بر سیلندر چپ و راست) بحث میشود و میتوان براحتی و با توجه به نتایج شبیه‌سازی FCC

و FTC ، عملکرد کنترلر FCC را مورد تصدیق قرار داد. نتایج شبیه‌سازی که در شکل ۴-۵ نشان داده

شده به طور واضح نشان می‌دهد که طراحی FCC اضافه شده می‌تواند به طور مؤثر خطای

همزمان‌سازی بین دو عملگر را تا $0.1mm$ در فرآیند حرکت کلی و بدون توجه به بارگذاری غیر

یکسان کاهش دهد(با حذف مراحل شروع و توقف). همچنین کنترلر جامع فازی پیشنهاد شده در

عملکرد کنترلر هر کدام از سیلندرها نیز موثر است، بطوریکه که از مقایسه نتایج شبیه‌سازی در شکل

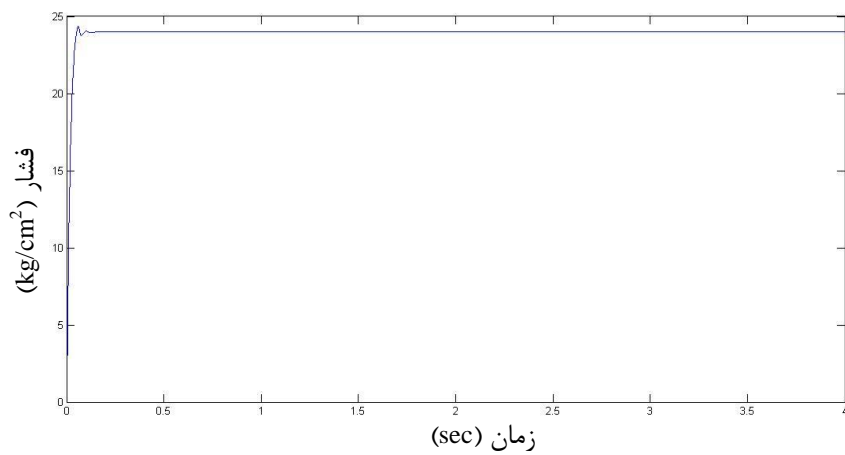
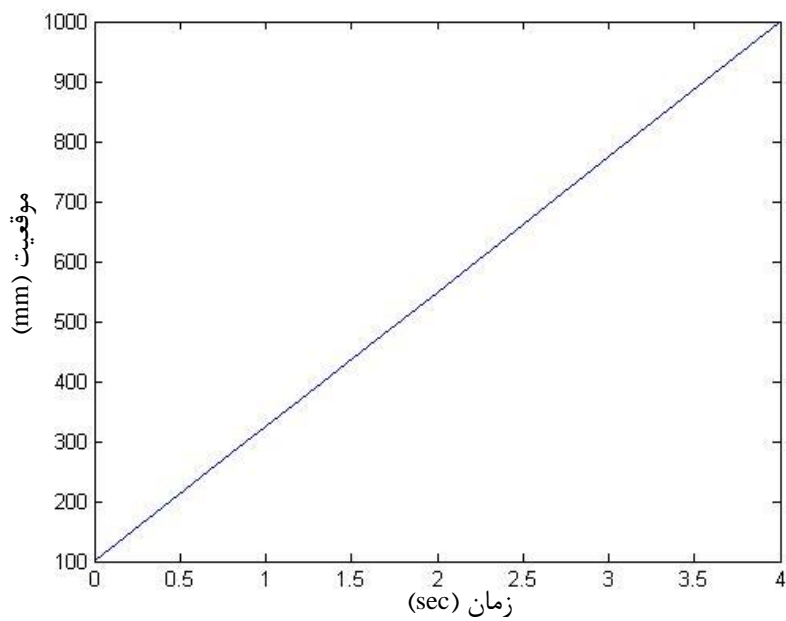
۴-۵ با شکل ۴-۴ واضح است، چرا که خطای ردیابی موقعیت و همزمان‌سازی به شدت کاهش می -

یابد.

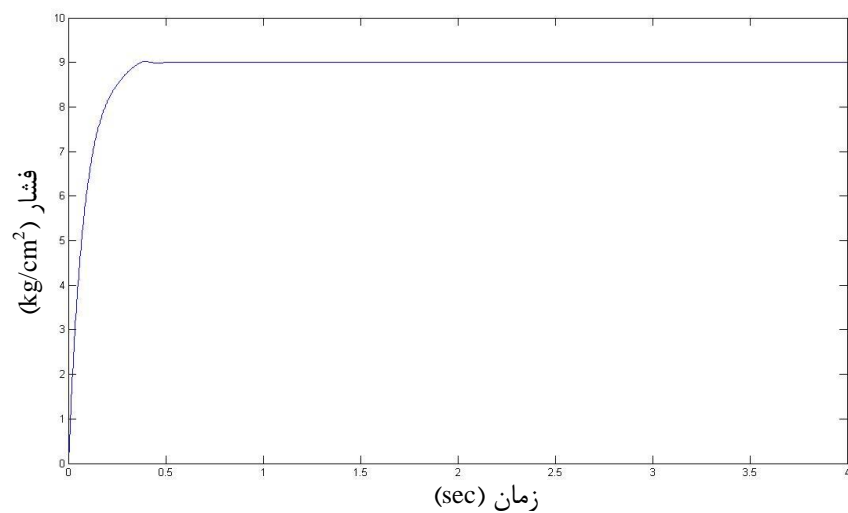
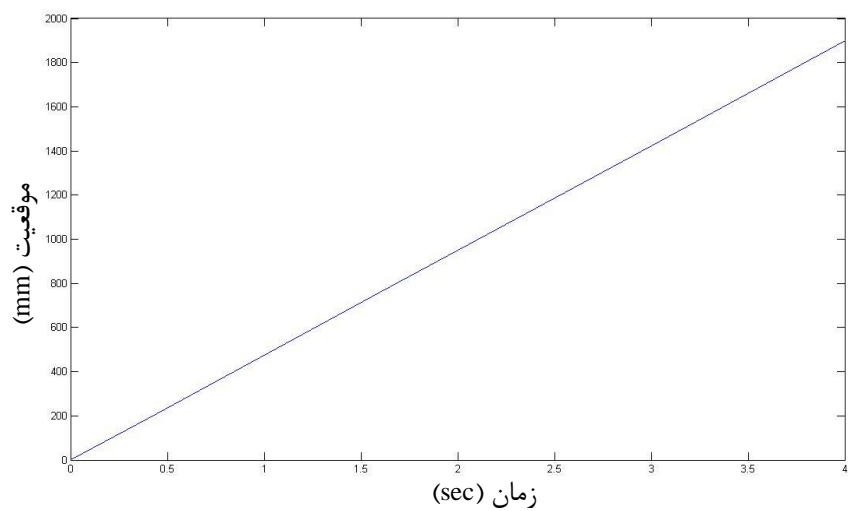
۲-۴ ارزیابی مدل

به منظور اثبات صحیح عملکرد مدل سیستم سرو هیدرولیک، یک دستور ورودی پله به یکی از سیلندره‌های سیستم سرو هیدرولیک (عملگر چپ یا راست) در ابتدا به سادگی انجام می‌شود و سپس مقایسه پاسخ پله در آزمایش و مدل ارائه می‌شود، برای اینکه هنگامیکه یک سیلندر سیستم سرو هیدرولیک موضوع اعتباردهی است، دیگر سیلندر سیستم سرو هیدرولیک غیر فعال خواهد شد.

نمودارهای موجود در شکل ۴-۶ (a و b)، پاسخ فشار و موقعیت سیلندره‌های چپ و راست را برای سیستم شبیه‌سازی شده با کمک نرم‌افزار MATLAB مطابق با هنگامیکه یک ورودی پله با ولتاژ 5V به سیستم سرو هیدرولیک اعمال می‌شود را ارائه می‌دهد. شکل به طور واضح نشان می‌دهد که واکنش‌های سیستم مدل شده نرم نیستند و این بدلیل خصوصیات مؤلفه‌های با دینامیک کند، مانند پمپ هیدرولیک، انباره تحت بار و غیره که به سادگی در مدل نادیده گرفته شده‌اند، میباشد.

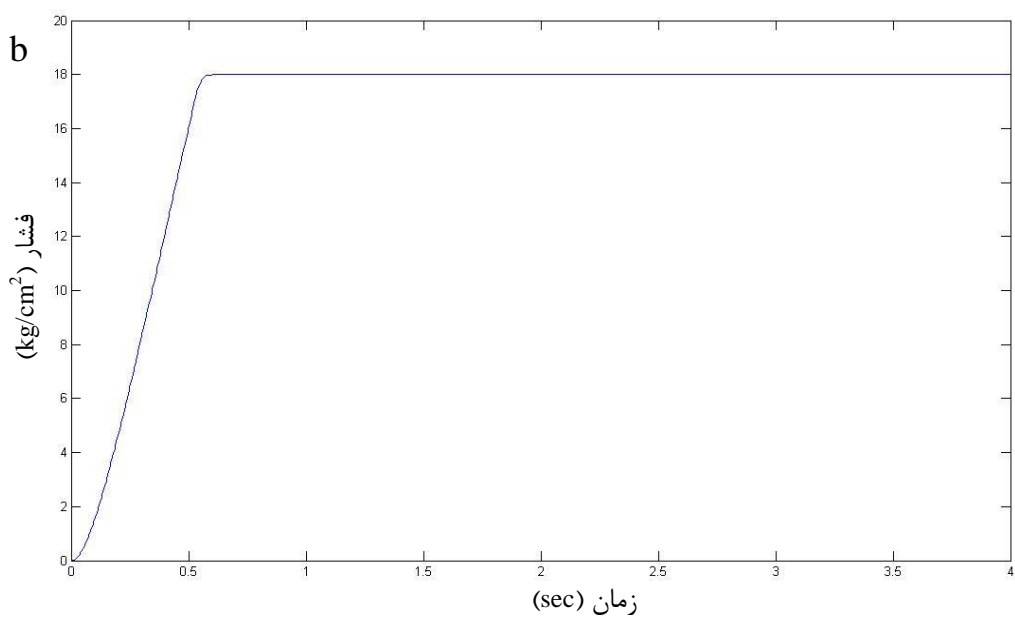
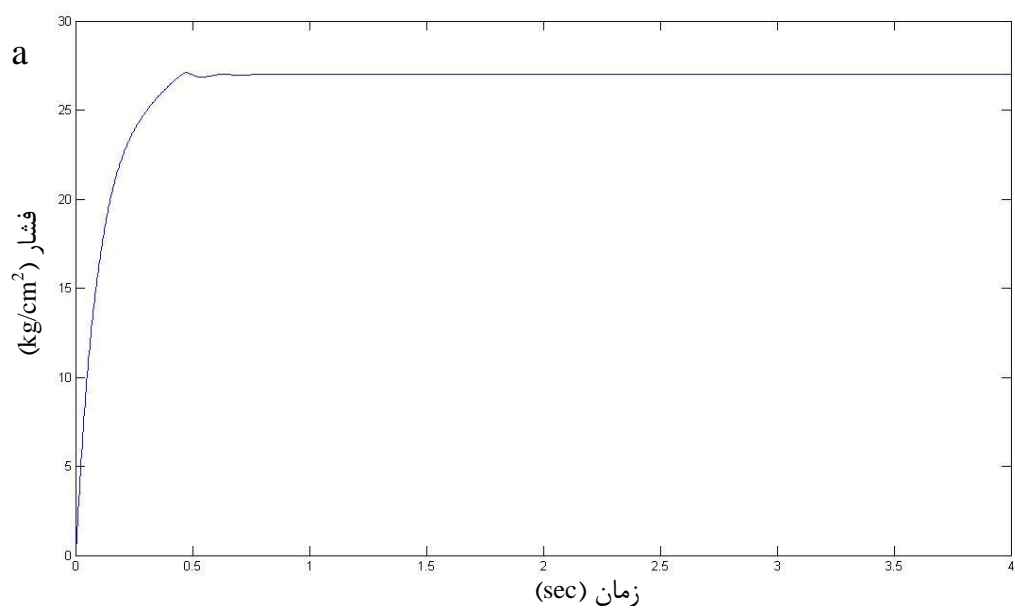


شکل ۴-۶ پاسخهای پله سیستم سروهیدرولیک به ولتاژ ورودی کنترل ۵V: (a) پاسخ موقعیت و فشار در سیلندر سمت راست.

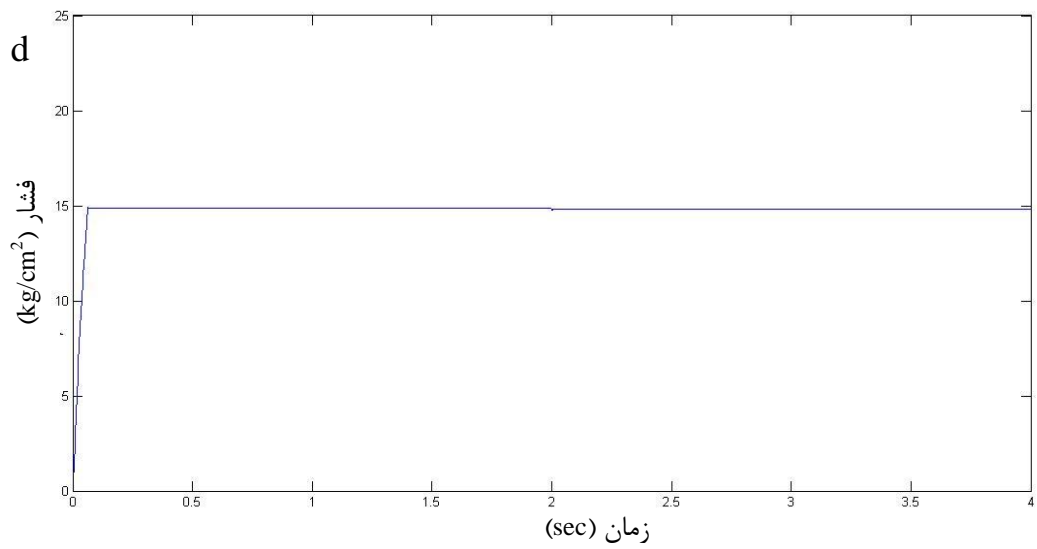
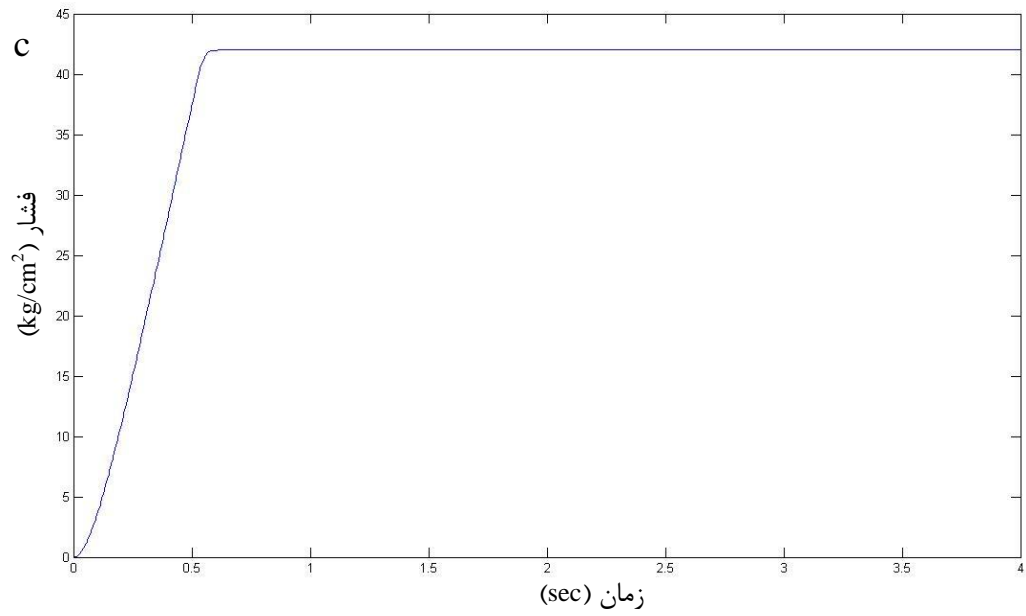


شکل ۴-۶ پاسخهای پله سیستم سروهیدرولیک به ولتاژ ورودی کنترل ۵۷: (b) پاسخ موقعیت و فشار در سیلندر سمت

چپ.



شکل ۴-۷ پاسخهای فشار سیستم سروهیدرولیک به ولتاژهای ورودی کنترل: (a) برای سیلندر راست. (b) برای سیلندر راست.



شکل ۴-۷ پاسخهای فشار سیستم سروهیدرولیک به ولتاژهای ورودی کنترل: (C) ۳ V برای سیلندر چپ. (d) ۴ V برای سیلندر چپ.

شکل ۴-۷، (a) و (b) به ترتیب، واکنشهای فشار به ورودی پله با ولتاژ ۳ و ۷ ولت را که به

سیلندر سمت راست سیستم سروهیدرولیک اعمال شدهاند را نشان می‌دهد، شکل (c) و (d) به

ترتیب، نتایج مشابه به ورودی پله با ولتاژ ۳ و ۴ ولت را که به سیلندر سمت چپ سیستم

سروهیدرولیک اعمال شدهاند را نشان می‌دهد. بدیهی است که این نتایج نشان می‌دهند، سیستم در

عمل واکنشهای دینامیکی کندتر و تنبلیتری در مقایسه با مدل دارند. می‌توان مشاهده کرد که هرچه

ولتاژ ورودی پله بزرگتر باشد، تفاوت بین پاسخ فشار مدل هیدرولیک و سیستم آزمایشی بیشتر است.

همه اینها بعلاوه ثابت می‌کنند که مدل واکنش گذرای سیستم را دربر نمیگیرد ولی با پاسخ حالت

پایدار سیستم مطابقت دارد.

فصل پنجم

نتایج و پیشنهادات

۵-۱ نتایج

- در این تحقیق، طراحی یک کنترلر فازی جامع، که به وسیله کنترلرهای هر سیلندر در ترکیب با یک FCC تحقق پیدا میکند. برای بهبود عملکرد ردیابی موقعیت و همزمانسازی حرکت، یک جفت عملگر هیدرولیک تک میله پیشنهاد شده است. مطالعات شبیه‌سازی، مؤثر بودن کنترلر پیشنهاد شده را در کاهش خطای ردیابی موقعیت و همچنین همزمانی حرکت عملگرهای هیدرولیک را با بارگذاری‌های مختلف نشان میدهد.
- همچنین کنترلر جامع فازی پیشنهاد شده در عملکرد کنترلر هر کدام از سیلندرها نیز موثر است، بطوریکه که از مقایسه نتایج شبیه‌سازی در شکل ۴-۵ با شکل ۴-۴ واضح است، چرا که خطای ردیابی موقعیت و همزمان‌سازی به شدت کاهش می‌یابد.
- نتایج شبیه‌سازی که در شکل ۴-۵ نشان داده شده به طور واضح نشان می‌دهد که طراحی FCC اضافه شده می‌تواند به طور مؤثر خطای همزمان‌سازی بین دو عملگر را تا $0.1mm$ در فرآیند حرکت کلی و بدون توجه به بارگذاری غیر یکسان کاهش دهد (با حذف مراحل شروع و توقف).
- میتوان براحتی و با توجه به نتایج شبیه‌سازی FFC و FTC، عملکرد کنترلر FCC را مورد تصدیق قرار داد.

۲-۵ پیشنهادات

- ساخت مجموعه آزمایشی و پیاده سازی سیستم شبیهسازی شده بصورت تجربی و مقایسه آن با سیستم پیشنهاد شده.
- گسترش مجموعه آزمایشی سیستم هیدرولیک با فشار بالا و بررسی آن و مقایسه با نتایج بدستآمده در این تحقیق.
- استفاده از الگوریتم ژنتیک در کنترلر فازی جهت بهینهکردن روش کنترل فازی، که کاری کاملا جدید و نو میباشد، تا علاوه بر دستیابی به کنترل دقیق و سریع، سیستم کنترلر طراحی شده کاملا بهینه باشد.

مراجع

- [1] Z. Shi, F. Gu, B. Lennox, A.D. Ball. (2005). The development of an adaptive threshold for model-based fault detection of a nonlinear electro-hydraulic system. *Control Engineering Practice*, 13, 1357–1367
- [2] Chiu, G. T.-C., & Tomizuka, M. (2001). Contouring control of machine tool feed drive systems: a task coordinated frame approach. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 9(1), 130–139.
- [3] Cheng Guan , Shuangxia Pan . (2006). Adaptive sliding mode control of electro-hydraulic system with nonlinear unknown parameters. Mechanical Design Institute, Zhejiang University, Hangzhou, Zhejiang 310027, China
- [4] Sun, H., & Chiu, G. T.-C. (2002). Motion synchronization for dualcylinder electrohydraulic lift systems. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 7(2), 171–181.
- [5] Qin Zhang¹; Dave R. Meinhold²; John J. Krone². (1999). Valve Transform Fuzzy Tuning Algorithm for Open-centre Electro-hydraulic Systems. *J. Agric. Engng Res.* (1999) 73, 331-339.
- [6] Wey, T., & Lemmen, M. (1998). Flatness based control for hydraulic drives. *Stability and Control Theory and Applications*, 1(1), 22–40.
- [7] Yang Huayong a, Shi Hu a., Gong Guofang a, Hu Guoliang b . (2009). Electro-hydraulic proportional control of thrust system for shield tunneling machine, State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, 27, 789-802.
- [8] Karami,A. Pirzadeh Moghaddam,H. (2008). Modeling and Pressure/Flow Control of a Robotic Arm Single Stage Valve, ISME2008, 1127-1131.
- [9] Haggag,S; Rosa,A; Huang,K; Cetinkunt,S.(2006). Fault tolerant real time control system for steer-by-wire electro-hydraulic systems, Department of Mechanical and Industrial Engineering, University of Illinois at Chicago, Chicago, IL 60607, USA
- [10] Berger, M. (1996). Self-tuning of a PI controller using fuzzy logic, for a construction unit testing apparatus. *Control Engineering Practice*, 4(6), 785–790.

- [11] Andrew Alleyne, Rui Liu. (2000). A simplified approach to force control for electro-hydraulic systems, *Control Engineering Practice*, 1347-1356.
- [12] Kim, S.-M., & Han, W.-Y. (2006). Induction motor servo drive using robust PID-like neuro-fuzzy controller. *Control Engineering Practice*, 14(5), 481–487.
- [13] Shengdun Zhaoa, Ji Wangb, Lihong Wangb, Chunjian Huaa, Yupeng Hea. (2005). Adaptive learning control of electro-hydraulic proportional feeding system in slotting machine for metal bar cropping. *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 45, 923–931.
- [14] Min Young Kim, Chung-Oh Lee. (2006). An experimental study on the optimization of controller gains for an electro-hydraulic servo system using evolution strategies. *Control Engineering Practice*, 137–147.
- [15] Branco, P. J. C., & Dente, J. A. (2000). On using fuzzy logic to integrate learning mechanisms in an electro-hydraulic system—Part I: Actuator’s fuzzy modeling. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics—Part C: Applications and Reviews*, 30(3), 305–316.
- [16] Mudi, R. K., & Pal, N. K. (2000). A self-tuning fuzzy PI controller. *Fuzzy Sets Systems*, 115(2), 327–338.
- [17] Merritt, H. E. (1967). *Hydraulic control systems*. New York: Wiley.
- [18] Cheng-Yi Chen^a, Li-Qiang Liu^b, Chi-Cheng Cheng^c, George T.-C. Chiu^d. (2008). Fuzzy controller design for synchronous motion in a dual-cylinder electro-hydraulic system. *Control Engineering Practice* 658–673
- [19] Armstrong-Helouvry, B. (1991). *Control of machines with friction*. Boston, MA: Kluwer Academic Publishers.
- [20] Chao, C. T., & Teng, C. C. (1997). A PD-like self-tuning fuzzy controller without steady-state error. *Fuzzy Sets System*, 87(2), 141–154.
- [21] Driankov, D., Hellendoorn, H., & Reinfrank, M. (1996). *An introduction to fuzzy control* (2nd ed). London: Springer.
- [22] Cheng, C. C., & Chen, C. Y. (1998). A PID approach to suppressing stickslip in the positioning of transmission mechanisms. *Control Engineering, Practice*, 6(4), 471–479.

Abstract

Hydraulic systems have been widely used in industrial motion applications, such as active suspension control and construction machines, because of their small size-to-power ratios and their ability to provide large force and torque.

Advanced control methods are necessary for high-performance hydraulic motion control, Motion synchronization has been an important research area in the manufacturing industry, driven by the need to generate precise geometric curves with multi-axis machines and robotic arms.

However, open-loop flow dividers and mechanical linkages are not adequate to provide high-precision motion synchronization in the presence of load variation, nonlinear characteristics in system dynamics, variability in hydraulic components, and the compressibility of the circulating fluid. These issues increase the difficulty of achieving high-performance motion synchronization, and present safety concerns when positioning inaccuracies occur in applications with heavy loads and/or large workspace requirements. In this research, an integrated fuzzy controller is proposed to achieve a synchronous positioning objective for a dual-cylinder electro-hydraulic lifting system with unbalanced loadings, system uncertainties, and disturbances. The control system consists of one-fuzzy coordination controller for both cylinders and an individual cylinder controller, comprised of a feed-forward controller, and a fuzzy tracking controller, for each of the hydraulic cylinders. In the integrated fuzzy controller design, the fuzzy coordination controller is responsible for dispatching motion synchronization commands to the individual cylinder controllers. Each cylinder controller then adaptively enforces the position tracking to its controlled actuator. The experimental results show that the proposed integrated fuzzy controller design can effectively achieve the objective of position synchronization in the dual-cylinder electro-hydraulic system.