



## بررسی و تحلیل عوامل موثر در سرعت پاسخ برای مدل غیر خطی عملگر الکتروهیدرواستاتیکی

محمد جواد میرشجاعیان حسینی<sup>۱\*</sup> و مهدی علیاری شوره‌دلی<sup>۲</sup>

<sup>۱</sup> دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده برق، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

<sup>۲</sup> استادیار، دانشکده برق، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

تاریخ دریافت: ۱۳۹۱/۱۲/۲۸؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۲/۸/۵؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۳/۲/۲۹

### چکیده

عملگرهای الکتروهیدرواستاتیکی با ساختاری جدید برای پوشش معایب عملگرهای الکتروهیدرولیکی و الکترومکانیکی طراحی شده‌اند. در این مقاله پس از بررسی ساختار عملگر الکتروهیدرواستاتیکی، با استفاده از نرم افزار متلب- جعبه ابزار سیم‌هیدرولیک این عملگر شبیه‌سازی و مدل‌سازی می‌شود. برای مدل‌های خطی، پهنای باند معیاری از سرعت پاسخ است، ولی مدل عملگر الکتروهیدرواستاتیکی، مدلی غیرخطی است. به علت رفتار غیرخطی مدل عملگر الکتروهیدرواستاتیکی، عدم وجود معیاری برای سرعت پاسخ مدل غیر خطی عملگر الکتروهیدرواستاتیکی و اینکه شبیه‌سازی به روش ترتیبی چندگانه انجام شده، به روشی نوین سرعت پاسخ نیرویی عملگر و عوامل موثر بر آن بررسی شده است. در این روش، توانایی پیگیری مرجع در فرکانس مربوطه نشان دهنده‌ی سرعت پاسخ سیستم است. نتایج نشان دهنده آن است که بارگذاری خارجی تاثیر قابل توجهی روی سرعت پاسخ نیرویی عملگر دارد. در این بررسی‌ها، تاثیر عواملی همچون جابجایی حجمی پمپ، اندازه‌ی انبار و سیلندر برای جبران کاهش سرعت پاسخ دیده شد. تغییر حجم سیلندر بیشترین تاثیر، تغییر حجم انبار و جابجایی حجمی پمپ کمترین تاثیر را در سرعت پاسخ به همراه داشت.

**کلمات کلیدی:** عملگر الکتروهیدرواستاتیکی؛ پهنای باند؛ سرعت پاسخ؛ مدل‌سازی ترتیبی چندگانه.

## Analysis and examination of the factors contributing to rapidness of response time in non-linear model of electro-hydrostatic actuator

M.J. Mirshojaeian Hosseini<sup>1,\*</sup> and M. Aliyari Shoorehdeli<sup>2</sup>

<sup>1</sup> M.Sc. Student, Elec. Eng., K. N. Toosi University, Tehran, Iran

<sup>2</sup> Assis. Prof., Elec. Eng., K. N. Toosi University, Tehran, Iran

### Abstract

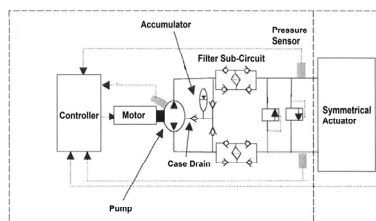
This paper deals with the issue of analysis and examination of the factors contributing to rapidness of response time in non-linear model of electro-hydrostatic actuator. In this relation, the design and simulation of an electro-hydrostatic actuation system referred to as EHA using multidisciplinary modeling method is presented. For linear models, the bandwidth is a criteria of rapidness of response, but EHA has a non-linear model. Due to the non-linear behavior of EHA, a new method for analyzing of rapidness of response is developed and influencing factors is investigated. In this method, the ability to track a reference in special frequency shows rapidness of response of actuator. Results show the external load has a significant impact on the rapidness of response of actuator. Finally, hydraulic circuit equipment capacity influence on rapidness of response of actuator are evaluated. Changing accumulator size and pump displacement have minor effect on rapidness of response of actuator. However, results show changing cylinder capacity has a major effect on rapidness of response of actuator.

**Keywords:** Electro-hydrostatic actuator; Band width; Rapidness of response; Multidisciplinary modeling.

## ۱- مقدمه

عملگرهای الکتروهیدرواستاتیکی اولین بار در سال ۱۹۹۵ معرفی شدند [۱]. امروزه این عملگرها کاربرد وسیعی پیدا کرده‌اند. این عملگرها در سطوح کنترلی هواپیما [۲]، برای باز و بسته کردن ارباه فرود هواپیما [۳ و ۴]، سیستم تعلیق فعال [۵] و سیستم دیسک ترمز [۶] و بسیاری موارد دیگر مورد استفاده قرار می‌گیرند.

مطابق شکل ۱ عملگر الکتروهیدرواستاتیکی دارای یک پمپ دنده‌ای جابجایی ثابت دو طرفه<sup>۱</sup> می‌باشد که به موتور متصل است. پمپ دارای دو درگاه<sup>۲</sup> اصلی است که مکش و دهش سیال از آنها انجام می‌شود. همچنین پمپ دارای یک درگاه فرعی<sup>۳</sup> است که به مدار هیدرولیکی داخلی<sup>۴</sup> متصل و نشستی خارجی پمپ به این مدار ریخته می‌شود. مدار داخلی جهت جلوگیری از کاویتاسیون<sup>۵</sup> در درگاه مکش پمپ، جلوگیری از افزایش بیش از حد فشار پمپ و همچنین میرا کردن<sup>۶</sup> ضربات سیال در مدار تعبیه شده است. این مدار شامل انباره و مجموعه‌ای از شیرهای یک‌طرفه<sup>۷</sup> می‌باشد. این شیرهای یک‌طرفه به منظور هدایت سیال به سمت انباره و یا از انباره به سمت خطوط اصلی مدار، در نظر گرفته شده‌اند. در مسیر حرکت سیال به سمت سیلندر هیدرولیکی، جهت تمیزکاری سیال از فیلتر استفاده شده است. به منظور یکسان‌سازی عملکرد دینامیکی و همچنین تعادل دبی<sup>۸</sup> در دو طرف عملگر از سیلندر دوطرفه<sup>۹</sup> استفاده می‌شود [۷].



شکل ۱- طرح شماتیک مدار الکتروهیدرواستاتیکی [۷]

عملگرهای الکتروهیدرواستاتیکی به دو روش ریاضی و ترتیبی چندگانه مدل‌سازی می‌شوند. در روش مدل‌سازی ریاضی، با استفاده از معادلات ریاضی و پیوستگی بین اجزا یک مدل ریاضی ساخته می‌شود [۸]. از روش مدل‌سازی ترتیبی چندگانه<sup>۱۰</sup> در محیط‌هایی که ترکیبی چندگانه از مباحث الکترونیکی، مکانیکی، هیدرولیکی و کنترلی وجود دارد استفاده می‌شود. برای مدل‌سازی بخش‌های هیدرولیکی و مکانیکی از نرم‌افزارهایی همچون متلب - جعبه ابزار سیم هیدرولیک<sup>۱۱</sup> [۹]، فلو مستر<sup>۱۲</sup> [۱۰]، اتومیشن استودیو<sup>۱۳</sup> [۱۱] و ایم سیم<sup>۱۴</sup> [۱۲] می‌توان بهره‌گرفت.

یکی از مشخصه‌های کارکرد عملگرها، سرعت پاسخ و یا در سیستم های خطی پهنای باند<sup>۱۵</sup> آنها است [۱۳]. در مبحث غیر خطی با توجه به اینکه سیستم‌ها در حوزه‌ی فرکانس بررسی نمی‌شوند، تعریف پهنای باند برای آنها بی-معنی است. برای بررسی سرعت پاسخ سیستم باید معیاری جدید در نظر گرفت. برای بررسی سرعت پاسخ نیرویی عملگر الکتروهیدرواستاتیکی ابتدا با استفاده از یک کنترل کننده Fuzzy PID سعی شده رفتار مجموعه خطی شود. سپس با دادن ورودی در فرکانس‌های مختلف رفتار پاسخ نیرویی عملگر بررسی شده است. توانایی پیگیری مرجع در فرکانس مربوطه نشان دهنده‌ی سرعت پاسخ سیستم است. البته اگر کنترل کننده دیگری بکار گرفته شود ممکن است کمی تفاوت با این کنترل کننده در پهنای باند دیده شود؛ و آن بدلیل نوع فیلترینگی است که کنترل کننده در مقابل سیگنال مرجع و خطا از خود بروز دهد. البته این کلیت موضوع و نگرش جدید را از بین نمی‌برد. همچنین قابل ذکر است که کنترل کننده Fuzzy PID با توجه به حضور PID در آن جزو خانواده کنترل کننده‌های پرکاربرد و با قابلیت طراحی راحت، می-باشد. در این مدل‌سازی اختلاف فشار دو محفظه‌ی سیلندر به عنوان پاسخ سیستم در نظر گرفته شده است که با ضرب در سطح پیستون نیروی خروجی حاصل می‌شود. ورودی به عملگر، ولتاژ موتور محرک می‌باشد. مدل‌سازی عملگر

<sup>10</sup> Multidisciplinary

<sup>11</sup> Sim-Hydraulic Toolbox

<sup>12</sup> FlowMaster

<sup>13</sup> Automation Studio

<sup>14</sup> Ame Sim

<sup>15</sup> Band Width

<sup>1</sup> Fixed Displacement Bidirectional Gear Pump

<sup>2</sup> Port

<sup>3</sup> Minor Port

<sup>4</sup> Inner Hydraulic Circuit

<sup>5</sup> Cavitation

<sup>6</sup> Damping

<sup>7</sup> Check Valve

<sup>8</sup> Flow rate

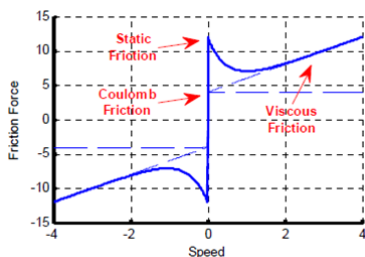
<sup>9</sup> Symmetrical linear Actuator

پارامترهای تنظیم شده‌ی اجزا در جدول ۱ آمده است. در تمامی شبیه‌سازی فرض می‌شود، یک بار ۲۰ Kg به محور پیستون متصل است.

جدول ۱- مقادیر پارامترها در شبیه‌سازی سیلندر

مقدار	عنوان پارامتر
$250.1/49 \text{ mm}^2$	سطح پیستون سمت راست
$250.1/49 \text{ mm}^2$	سطح پیستون سمت چپ
$0.2 \text{ cm}$	طول کورس سیلندر
$0.1 \text{ m}$	فاصله پیستون از انتهای سمت راست
$0.9 \text{ Bar}$	فشار اولیه در محفظه سمت راست
$0.9 \text{ Bar}$	فشار اولیه در محفظه سمت چپ

یکی از اجزای این بخش، اصطکاک سیلندر است. در این مدل سازی، مدل دقیق اصطکاک شامل اصطکاک ایستایی، کولمب و ویسکوز به کار رفته است. نمودار کلی اصطکاک مطابق شکل ۳ است.



شکل ۳- نمودار تابع اصطکاک شامل اصطکاک ایستایی،

کولمب و ویسکوز [۱۴]

اصطکاک سیلندر مطابق رابطه ۱ مدل شده است [۱۴].

$$F_{FR}(V) = A_{FR} \times \text{sign}(V) + B_{FR} \times V + C_{FR} \times \text{sign}(V) \times e^{\tau_{FR} \times |V|} \quad (1)$$

$F_{FR}(V)$  تابع اصطکاک سیلندر می‌باشد.  $V$  سرعت سیلندر،  $A_{FR}$  ضریب مربوط به اصطکاک ایستایی،  $B_{FR}$  ضریب مربوط به اصطکاک کولمب،  $C_{FR}$  ضریب مربوط به اصطکاک ویسکوز، و  $\tau_{FR}$  ضریب نمای اصطکاک کولمب می‌باشد. بر اساس مرجع [۱۴] مقادیر ضرایب رابطه‌ی ۱ مطابق جدول ۲ خواهد بود.

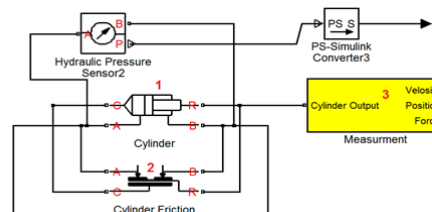
الکتروهیدرواستاتیکی به روش ترتیبی چندگانه در محیط متلب-سیمولینک انجام می‌شود. برای مدل سازی اجزا هیدرولیکی از جعبه ابزار سیم هیدرولیک و برای مدل سازی اجزاء مکانیکی از جعبه ابزار سیم مکانیک<sup>۱</sup> استفاده شده است.

## ۲- مدل سازی عملگر الکتروهیدرواستاتیکی

مدل سازی عملگر الکتروهیدرواستاتیکی در محیط متلب-سیمولینک را می‌توان به پنج بخش عمده تقسیم کرد: (۱) سیلندر هیدرولیکی، (۲) انتقال سیال و افت فشار<sup>۲</sup>، (۳) پمپ و نشستی بدنه، (۴) مدار داخلی شامل انباره، (۵) موتور و کنترل کننده‌ی آن. پارامترهای استفاده شده در شبیه‌سازی عملگر الکتروهیدرواستاتیکی برای رسیدن به حداکثر نیروی ۲۰ kN و سرعت  $20 \frac{cm}{s}$  روی محور سیلندر هیدرولیکی و بر اساس قطعات واقعی انتخاب شده است. مقادیر پارامترها در پنج بخش اشاره شده مطابق با برگه مشخصات سازنده<sup>۳</sup> در شبیه‌سازی مورد استفاده قرار گرفته و بعنوان مرجع در متن آمده است.

### ۲-۱- سیلندر هیدرولیک

اجزا مورد استفاده در این بخش شامل سیلندر هیدرولیکی دو جهته<sup>۴</sup> (شکل ۲- شماره ۱)، اصطکاک سیلندر<sup>۵</sup> (شکل ۲- شماره ۲) و حسگرهای سرعت، موقعیت و نیرو (شکل ۲- شماره ۳) است.



شکل ۲- شماتیک بخش سیلندر هیدرولیکی شامل سیلندر هیدرولیکی (۱)، اصطکاک سیلندر (۲) و حسگرهای اندازه گیری موقعیت، سرعت و نیرو (۳)

<sup>1</sup> Sim-Mechanic Toolbox

<sup>2</sup> Pressure Drop

<sup>3</sup> Datasheet

<sup>4</sup> Double Acting Hydraulic Cylinder

<sup>5</sup> Cylinder Friction

در رابطه ۳،  $L_e$  طول معادل المان‌های افت فشار،  $D$  قطر لوله‌های انتقال سیال،  $\mu$  ویسکوزیته دینامیکی،  $A_f$  بیشینه سطح مقطعی که در هر قطعه سیال از آن عبور می‌کند،  $\Delta P$  افت فشار ایجاد شده و  $Q_f$  دبی عبوری از قطعه است. سیال مورد استفاده در مدار روغن معدنی DIN-51524 است و مشخصات آن در جدول ۳ آمده است. مشخصات لوله اعم از قطر، طول و بیشینه سطح مقطع بر اساس طراحی اولیه مطابق مرجع [۷] مقداردهی شده و در جدول ۳ آمده است.

جدول ۳- مشخصات سیال و لوله‌های انتقال سیال [۷]

مقدار	عنوان پارامتر
$851 \frac{kg}{m^3}$	چگالی سیال
$0.02761 N \times \frac{s}{m^2}$	ویسکوزیته دینامیکی سیال
$13/4 cm^2$	بیشینه سطح مقطع مدار
$0.2 m$	قطر لوله
$2/1 m$	طول کل لوله در یک سمت مدار

### ۳-۲- پمپ و نشستی آن

همانطور که در مقدمه اشاره شد، ساختار عملگر الکتروهیدرواستاتیکی شامل یک پمپ دارای خط نشستی بدنه است. در جعبه ابزار سیم هیدرولیک تنها یک پمپ جایجایی ثابت وجود دارد که امکان هدایت سیال در دو جهت را بوجود می‌آورد. روابط حاکم بر نشستی بدنه بصورت روابط ۴ و ۵ است [۷].

$$Q_{ela} = C_{ep} \times Q_{cv}(P_a - P_{ac}) \quad (4)$$

$$Q_{elb} = C_{ep} \times Q_{cv}(P_b - P_{ac}) \quad (5)$$

که  $P_a$  و  $P_b$  به ترتیب فشار درگاه دهش و مکش پمپ،  $C_{ep}$  ضریب نشستی بدنه،  $Q_{cv}$  دبی انباره و  $P_{ac}$  فشار انباره است.

برای ایجاد نشستی بدنه مداری معادل جایگزین شد. در این مدار پمپ جایجایی ثابت (شکل ۵- شماره ۱) نقش تولید کننده‌ی دبی را بر عهده دارد. برای ایجاد نشستی در مجموعه، روی خطوط متصل به دو طرف پمپ شاخه‌های یک به دو<sup>۲</sup> (شکل ۵- شماره ۲) نصب شده‌اند. در راه فرعی یک شیر یک سو کننده<sup>۳</sup> (شکل ۶- شماره ۱) و اوریفیس قابل کنترل<sup>۴</sup> (شکل ۶- شماره ۲) نصب شده است. شیر های یک سوکننده

### جدول ۲- مقادیر پارامترها در شبیه‌سازی اصطکاک سیلندر هیدرولیکی [۱۴]

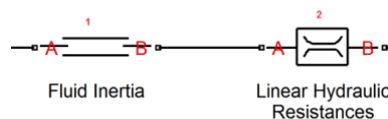
مقدار	عنوان پارامتر
۸۵۴	$A_{FR}$
۹۱۸۶	$B_{FR}$
۲۱۳	$C_{FR}$
۰/۱	$T_{FR}$

### ۲-۲- انتقال سیال و افت فشار

برای انتقال سیال بین اجزا هیدرولیکی از دو المان استفاده شده است. المان‌های انتقال سیال شامل اینرسی سیال (شکل ۴- شماره ۱) و مقاومت خطی هیدرولیکی (شکل ۴- شماره ۲) است. برای شبیه‌سازی اینرسی سیال در لوله‌ها از المان اینرسی سیال استفاده شده که رابطه‌ی حاکم بر آن به صورت رابطه ۲ آمده است [۱۵].

$$p = \frac{\rho L}{A} \times \frac{dq}{dt} \quad (2)$$

که  $p$  اختلاف فشار،  $\rho$  چگالی سیال،  $L$  طول مسیر،  $A$  سطح مقطع عبور سیال،  $q$  دبی سیال و  $t$  زمان است.



شکل ۴- شماتیک بخش انتقال سیال و افت فشار شامل اینرسی سیال (۱) و مقاومت خطی هیدرولیکی (۲)

مطابق شکل ۱ سیال برای رسیدن به سیلندر از المان‌هایی عبور می‌کند که باعث ایجاد افت فشار در این مسیر می‌شود. افت فشار ناشی از گذر سیال از شیرهای یک‌سو کننده، خم‌ها و فیلتر در المان مقاومت خطی هیدرولیکی شبیه‌سازی می‌شود. فرض می‌شود جریان در مسیر آرام<sup>۱</sup> باقی بماند. برای هر یک از المان‌های افت فشار طول معادلی توسط [۱۵] ارائه شده است. بر اساس مقادیر طول معادل و رابطه ۳ مطابق مرجع [۱۵]، مقدار مناسب برای المان مقاومت خطی هیدرولیکی  $2.88 \times 10^{11} \frac{Pa}{m^3/s}$  خواهد بود.

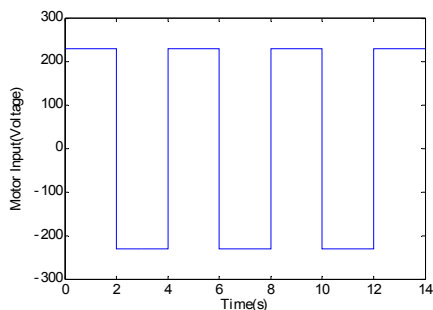
$$\frac{\Delta P}{Q_f} = 32 \times \frac{L_e}{D} \times \frac{\mu}{D} \times \frac{1}{A_f} \quad (3)$$

<sup>1</sup> Laminar Flow

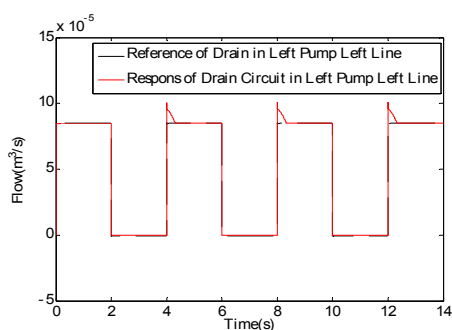
<sup>2</sup> T-Junction

<sup>3</sup> Check Valve

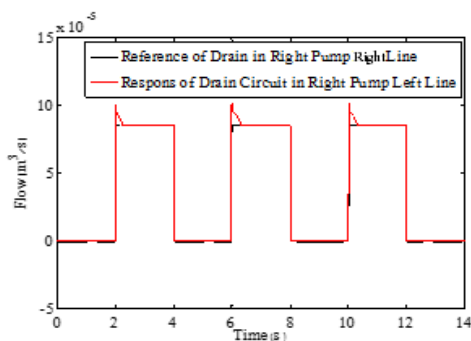
<sup>4</sup> Variable Orifice



شکل ۷- ورودی مرجع به موتور به مقدار ۲۳۰ ولت



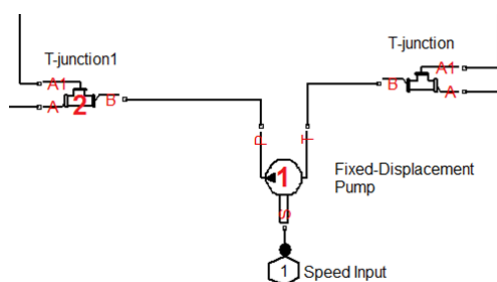
شکل ۸- نشتی ایجاد شده در مدار نشتی جایگزین در سمت چپ پمپ



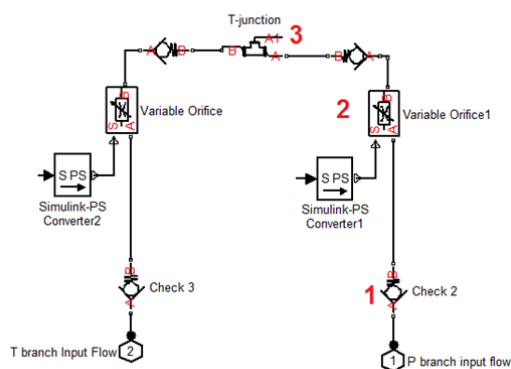
شکل ۹- نشتی ایجاد شده در مدار نشتی جایگزین در سمت راست پمپ

همانطور که در شکل ۸ و ۹ دیده می‌شود، مدار تولید نشتی به خوبی میزان مرجع را دنبال می‌کند. مشخصات شیرهای یک‌سو کننده و پمپ در جدول ۴ آمده است. پارامترهای اوریفیس قابل کنترل تنها برای برآوردن نیاز کنترلی مقداردهی شده‌اند و مقادیر آن در جدول ۴ آمده است.

برای اینکه تنها وقتی آن خط، خط دهش است مقداری سیال متناسب با رابطه‌ی نشتی از سیال پمپ شده کم شود و اوریفیس قابل کنترل برای کنترل میزان دبی کم شده از خط اصلی است. بعد از کم شدن مقدار نشتی از خط دهش، سیال اصلی راه خود را به سمت سیلندر ادامه می‌دهد و سیال نشتی به سمت مدار داخلی و انباره هدایت می‌شود (شکل ۶- شماره ۳). برای کنترل حرکت اوریفیس یک کنترل کننده‌ی PI استفاده شده تا مقدار مرجع را متناسب با رابطه ۴ و ۵ از خود عبور دهد.



شکل ۵- شماتیک بخش پمپ و نشتی آن شامل پمپ جابجایی ثابت (۱) و سه راهی (۲)



شکل ۶- شماتیک بخش پمپ و نشتی آن شامل شیر یک سو کننده (۱)، اوریفیس قابل کنترل (۲) و مسیر سیال به سمت انباره

با اعمال ورودی مطابق شکل ۷ به موتور عملگر، سیگنال مرجع و میزان نشتی تولیدی توسط مدار تولید نشتی در شکل ۸ و ۹ آمده است.

**جدول ۴- مشخصات اوریفیس های قابل کنترل و شیرهای یک سو کننده**

عنوان پارامتر	مقدار
بیشترین سطح مقطع اوریفیس	$1 \text{ cm}^2$
بیشترین طول بازشدگی اوریفیس	$5 \text{ mm}$
بیشترین سطح مقطع شیر یک سو کننده	$314/16 \text{ mm}^2$
اختلاف فشار باز شدن شیر یک سو کننده	$1 \text{ Pa}$
بیشینه فشار قابل تحمل برای شیر یک سو کننده	$315 \text{ Bar}$
جابجایی پمپ	$21/1 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$

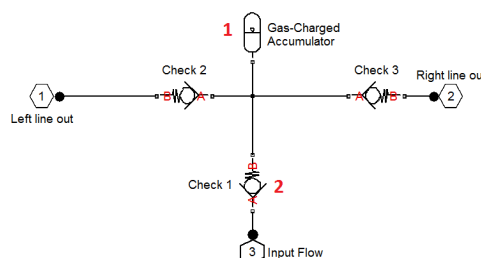
سیال از انباره هستند. مشخصات انباره در جدول ۵ آمده است.

**جدول ۵- مشخصات انباره**

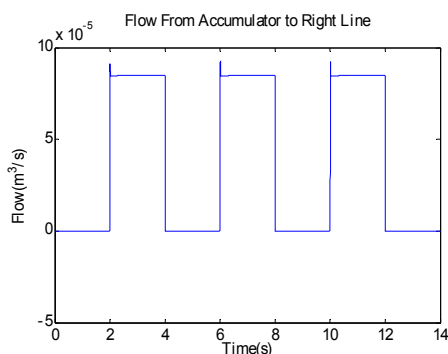
عنوان پارامتر	مقدار
حجم	$4 \text{ Liter}$
پیش بار	$0/9 \text{ Bar}$
بیشترین فشار قابل تحمل	$315 \text{ Bar}$
حجم سیال اولیه	$0/001 \text{ Liter}$

**۴-۲- مدار داخلی**

بر اساس طرح اولیه، مدار داخلی شامل انباره (شکل ۱۰ - شماره ۱) و شیرهای یک سو کننده (شکل ۱۰ - شماره ۲) است. سیال نشستی در بخش پمپ بعنوان سیال ورودی به انباره و سیال خروجی از انباره بعنوان خروجی این مدار به خطوط دهش و مکش در نظر گرفته شده است.

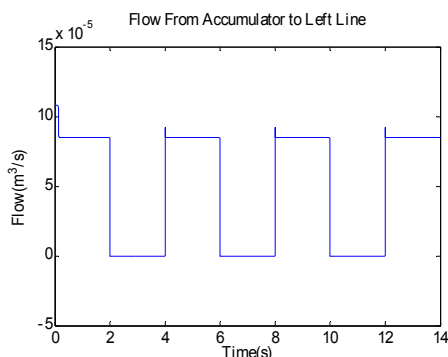


با دادن ورودی مطابق شکل ۷ به موتور عملگر، میزان سیال وارد شده به دو خط اصلی متصل به سیلندر و میزان افزایش سیال داخل انباره به ترتیب بصورت شکل‌های ۱۱ تا ۱۳ خواهد بود.



شکل ۱۱- سیال ورودی به خط سمت راست عملگر از مدار داخلی

شکل ۱۰- شماتیک بخش مدار داخلی شامل انباره (۱) و شیر یک سو کننده (۲)



شکل ۱۲- سیال ورودی به خط سمت چپ عملگر از مدار داخلی

روابط حاکم بر انباره به صورت دسته روابط ۶ آمده است

[۱۵].

$$q = \frac{dV_F}{dt} \quad (6)$$

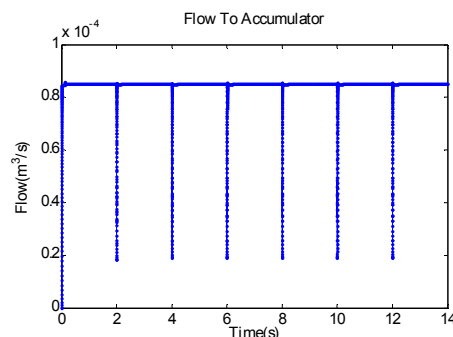
$$V_F = \begin{cases} K_S \times p \\ V_{pr} + k(p - p_{pr}) \\ V_m + K_S(p - p_m) \end{cases}$$

$$k = \frac{V_m - V_{pr}}{p_m - p_{pr}}$$

که  $p$  فشار در دهانه‌ی انباره، دبی سیال ورودی به انباره،  $V_m$  بیشینه حجم انباره،  $V_F$  حجم سیال درون انباره،  $V_{pr}$  حجم سیال در حالت اولیه (پیش بار)،  $p_m$  فشار لازم برای پر شدن کامل انباره از سیال،  $k$  و  $K_S$  ضرایب تاثیر در ورود و خروج

جدول ۶- مشخصات موتور

مقدار	عنوان پارامتر
$0.05144 \text{ kg} \times \text{m}^2$	اینرسی روتور
$0.00593 \text{ s}$	ثابت زمانی مکانیکی
$0.01681 \text{ s}$	ثابت زمانی الکتریکی
$220 \text{ V}$	ولتاژ ورودی
$1500 \text{ RPM}$	سرعت نامی
$28 \text{ N} \times \text{m}$	گشتاور نامی
$4/4 \text{ Kw}$	توان خروجی
$0/8$	$A_{FM}$
$0.00135$	$B_{FM}$
$0.008$	$C_{FM}$
$0/1$	$T_{FM}$
$3/36 \times 10^{-6}$	$D$



شکل ۱۳- سیال ورودی به انباره از خط نشتی

## ۲-۵- موتور

موتور متصل به عملگر متناسب با یک موتور DC مدل‌سازی شده است. روابط حاکم بر موتور به صورت روابط ۷ و ۸ است [۱۴]:

$$I_M = \frac{1}{L_M} (V_C - K_W \times \omega - R \times I_M) \quad (7)$$

$$\dot{\omega} = \frac{1}{J_M} (I_M \times K_C - T_{FM}(\omega) - T_{Lm}) \quad (8)$$

که  $\omega$  سرعت دورانی موتور،  $I_M$  جریان موتور،  $K_C$  بهره‌ی موتور،  $L_M$  ضریب سلفی موتور،  $K_W$  ثابت ولتاژ برگشتی<sup>۱</sup> موتور،  $R$  مقاومت موتور و  $J_M$  مجموع اینرسی روتور و پمپ در نظر گرفته شده می‌باشد.  $T_{FM}(\omega)$  تابع اصطکاک موتور می‌باشد که نمودار کلی تابع اصطکاک هم برای موتور و هم برای سیلندر هیدرولیکی در شکل ۲ به نمایش در آمده است. تابع اصطکاک موتور نیز در رابطه ۹ توصیف شده است [۱۴].

$$T_{FM}(\omega) = A_{FM} \times \text{sign}(\omega) + B_{FM} \times \omega + C_{FM} \times \frac{|\omega|}{\text{sign}(\omega)} \times \text{sign}(\omega) \times e^{T_{FM}} \quad (9)$$

که  $A_{FM}$  ضریب مربوط به اصطکاک ایستایی،  $B_{FM}$  ضریب مربوط به اصطکاک ویسکوز،  $C_{FM}$  ضریب مربوط به اصطکاک کلمب و  $T_{FM}$  ضریب نمایی اصطکاک کلمب می‌باشد.  $T_{Lm}$  گشتاور وارده از طرف پمپ به موتور می‌باشد که در رابطه ۱۰ توصیف شده است.  $D$  جابجایی حجمی موتور و  $P_a$  و  $P_b$  به ترتیب فشار درگاه دهش و مکش پمپ می‌باشند [۷].

$$T_{Lm} = D \times (P_a - P_b) \quad (10)$$

پارامترهای موتور در جدول ۶ آمده است. ضرایب اصطکاک هم مطابق مرجع [۱۴] در جدول ۶ آمده است.

مدل‌سازی ارائه شده در [۱۶] صحت‌سنجی و بدقت دربارهی علت انتخاب روابط بحث شده است.

## ۳- سرعت پاسخ عملگر الکتروهیدرواستاتیکی

با توجه به غیر خطی بودن مدل عملگر الکتروهیدرواستاتیکی نمی‌توان مدل آن را در حوزه‌ی فرکانس بررسی کرد. به علت عدم توانایی تحلیل مدل‌های غیر خطی در حوزه‌ی فرکانس، پهنای باند برای این مدل‌ها بی‌معنی است. برای بررسی سرعت پاسخ باید معیاری دیگر استفاده شود. برای بدست آوردن بیشینه سرعت پاسخ، ابتدا سعی می‌کنیم رفتار مدل عملگر را به رفتار خطی نزدیک کنیم. خطی کردن پاسخ به این علت است که در حالت حلقه باز نه تنها دامنه‌ی پاسخ تناسبی با ورودی مرجع ندارد بلکه اختلاف فاز هم در پاسخ وجود دارد. این ناهمسانی بین ورودی مرجع و پاسخ، اجازه‌ی تعیین سرعت پاسخ را بسیار سخت می‌کند. برای خطی کردن رفتار مدل لازم است یک کنترل کننده به مدل اضافه‌شده و حلقه‌ی کنترل کننده بسته شود. با بستن حلقه کنترل برای مدل عملگر، سرعت پاسخ نیرویی عملگر بیشتر می‌شود ولی باز هم این امکان را می‌دهد تا به طور دقیق تری سرعت پاسخ بررسی شود. حال با داشتن پاسخی مشابه به ورودی، توانایی پیگیری مرجع در فرکانس مربوطه نشان دهنده‌ی سرعت پاسخ سیستم است.

## ۳-۱- طراحی کنترل کننده‌ی Fuzzy PID

مدل عملگر الکتروهیدرواستاتیکی که در بخش ۲ تهیه شد مدلی غیر خطی است. از طرفی چون روش مدل‌سازی، روش

<sup>1</sup> Back emf Constant

حال فرض می‌کنیم  $K_c$  و  $K_d$  در محدوده باشند. مقادیر بیشینه و کمینه  $K_c$  و  $K_d$ :  $[K_{cmin}, K_{cmax}]$  و  $[K_{dmin}, K_{dmax}]$  قرار داشته باشند. مقادیر بیشینه و کمینه  $K_c$  و  $K_d$  بر اساس کار تجربی بصورت روابط ۱۳ تعیین شده‌اند [۱۷].

$$\begin{aligned} K_{cmin} &= 0.32K_u \\ K_{dmin} &= 0.08K_u T_u \\ K_{cmax} &= 0.6K_u \\ K_{dmax} &= 0.15K_u T_u \end{aligned} \quad (13)$$

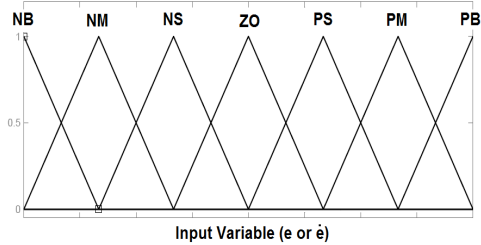
که  $K_u$  و  $T_u$  به ترتیب مقادیر بهره و پریود نوسانات سیستم فیدبک با کنترل تناسبی است که در مرز پایداری عمل می‌کند [۱۷]. در ادامه برای سادگی در شبیه‌سازی، مقادیر  $K_c$  و  $K_d$  بین صفر و یک نرمالیزه می‌شوند که در روابط ۱۴ آمده است [۱۷].

$$\begin{aligned} K_d &= \frac{K_d' - K_{dmin}}{K_{dmax} - K_{dmin}} \\ K_c &= \frac{K_c' - K_{cmin}}{K_{cmax} - K_{cmin}} \end{aligned} \quad (14)$$

از طرفی رابطه  $T_i$  و  $T_d$  بصورت رابطه ۱۵ مشخص می‌شوند لذا بهره انتگرالی،  $K_i$ ، بصورت رابطه ۱۶ محاسبه می‌شود [۱۷].

$$\begin{aligned} T_i &= \alpha T_d \\ K_i &= \frac{K_c}{T_i} = \frac{K_c}{\alpha T_d} = \frac{K_c^2}{\alpha K_d} \end{aligned} \quad (15) \quad (16)$$

در رابطه ۱۵ ثوابت زمانی انتگرالی و مشتقی رابطه‌ی خطی داشته و با یک ضریب  $\alpha$ ، به یکدیگر مربوط می‌شوند. در ادامه مقدار این ضریب در طول فرایند کنترل با استفاده از بلوک فازی تنظیم می‌شود.  $e$  و  $\dot{e}$  بعنوان ورودی قانون فازی در نظر می‌گیریم که هر یک به صورت یکی از هفت تابع عضویت نشان داده شده در شکل ۱۵ داده شده‌اند.



شکل ۱۵- قوانین فازی برای ورودی‌ها شامل  $e$  و  $\dot{e}$  [۱۷]

ترتیبی چندگانه است، مدلی به فرم فضای حالت یا در فضای لاپلاس از عملگر وجود ندارد. این موارد باعث شد تا از کنترل‌کننده‌هایی استفاده شود که در وهله‌ی اول طراحی آنها نیاز به مدل نداشته باشد و در وهله‌ی دوم بتوانند سیستم‌های غیرخطی را کنترل کنند. کنترل‌کننده‌ی Fuzzy PID با داشتن این ویژگی‌ها به عنوان گزینه‌ی اول طراحی و شبیه‌سازی شد. با توجه به اینکه بیشترین کاربرد عملگرها، کاربرد نیرویی است در این بخش نیروی خروجی عملگر کنترل شده است. آنچه از سنسورها دریافت می‌شود اختلاف فشار بین دو محفظه‌ی سیلندر است و در کنترل‌کننده این پارامتر کنترل می‌شود که البته با ضرب در سطح مقطع پیستون مقدار نیرو محاسبه می‌شود. در نمودارهای این بخش مستقیماً مقدار اختلاف فشار کنترل شده نمایش داده شده است که معیاری از نیروی خروجی می‌باشد.

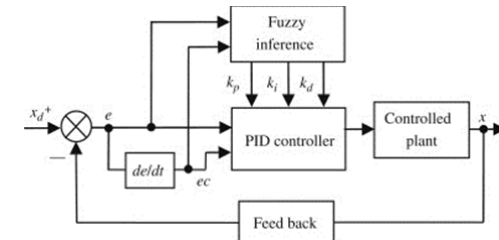
تابع تبدیل یک کنترل‌کننده PID بصورت رابطه ۱۱ است [۱۷]:

$$G_c = K_c + \frac{K_i}{s} + K_d s \quad (11)$$

که در آن  $K_c$ ،  $K_i$  و  $K_d$  به ترتیب بهره‌های تناسبی، انتگرالی و مشتقی هستند. رابطه ۱۱ را می‌توان به صورت رابطه ۱۲ بازنویسی کرد [۱۷].

$$G_c = K_c \left( 1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (12)$$

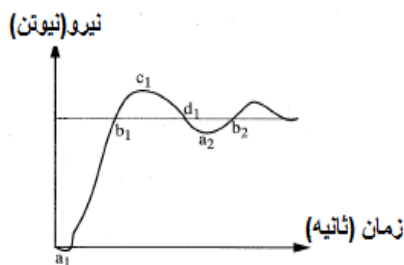
که در آن  $T_i$  و  $T_d$  به ترتیب ثوابت زمانی انتگرالی و مشتقی هستند. با تنظیم بهره‌های  $K_c$ ،  $K_i$  و  $K_d$  (یا انتخاب  $T_i$ ،  $T_d$  و  $K_c$ ) در کنترل‌کننده PID می‌توان انتظار داشت فرآیند رفتاری خطی پیدا کند و بتواند رفتار ورودی را تقلید کند. شکل ۱۴، یک کنترل‌کننده‌ی PID به همراه تنظیم‌کننده‌ی فازی بهره‌ها را نشان می‌دهد.



شکل ۱۴- کنترل‌کننده‌ی PID به همراه تنظیم‌کننده‌ی فازی بهره‌ها [۱۷]



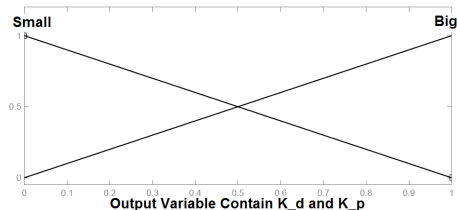
بهره تناسبی و انتگرالی هر دو باید بزرگ باشد و در مقابل بهره مشتق‌گیر باید کوچک باشد، به عبارت دیگر، ضریب تناسبی،  $K_c$ ، با مجموعه فازی بزرگ و بهره مشتق‌گیر،  $K_d$ ، با مجموعه فازی کوچک تعیین می‌شوند. با تعیین  $K_d$ ، پارامتر  $K_d$  و بدنبال آن  $T_d$  مشخص می‌شود. پس تا این مرحله بهره تناسبی و مشتق‌گیر برای شروع در اطراف  $a_1$  مشخص شد. همچنین بر اساس رابطه ۱۵، بهره انتگرالی  $K_i (T_i)$  را می‌توان با داشتن  $T_d$  تعیین کرد. برای کنترل‌کننده PID، هرچه  $\alpha$  و در نتیجه  $T_i$ ، کوچکتر باشند، در آنصورت کنترل‌کننده انتگرالی بزرگ خواهد بود. در حول نقطه‌ی کارکرد  $b_1$ ، مطابق شکل ۱۸ برای جلوگیری از فراجاهش، نیاز به سیگنال کوچکی وجود دارد، بنابراین کنترل‌کننده باید ضریب تناسبی کوچک، بهره مشتق بزرگ و ضریب انتگرالی کوچکی داشته باشد. به همین ترتیب برای بقیه نقاط مشخص شده در شکل ۱۸ نیز می‌توان مطابق روند اشاره شده، قوانین فازی را استخراج کرد. با این توضیحات مجموعه قوانین فازی متناسب با جدول ۸ تا ۱۰ پیاده‌سازی شده‌اند [۱۷].



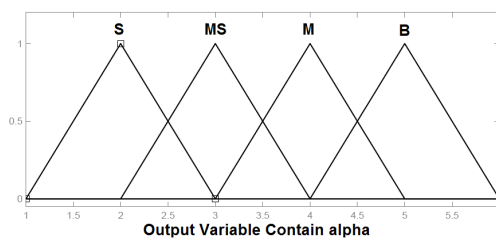
شکل ۱۸- شماتیک رفتار زمانی مطلوب سیستم به ورودی پله واحد [۱۷]

جدول ۸- قوانین فازی برای  $K_c$  [۱۷]

$\dot{e}$							
PB	PM	PS	ZO	NS	NM	NB	
B	B	B	B	B	B	B	NB
S	B	B	B	B	B	S	NM
S	S	B	B	B	S	S	NS
S	S	S	B	S	S	S	ZO
S	S	B	B	B	S	S	PS
S	B	B	B	B	B	S	PM
B	B	B	B	B	B	B	PB



شکل ۱۶- قوانین فازی برای خروجی‌ها شامل  $K_p$  و  $K_d$



شکل ۱۷- قوانین فازی برای خروجی شامل  $\alpha$

N بیانگر منفی بودن، P مثبت بودن، ZO تقریبی برای صفر، S کوچک بودن، M متوسط بودن و B بیانگر مفهوم بزرگ بودن است. بازه‌ی این ورودی‌ها بر اساس بیشینه و کمینه مقدار ورودی به موتور تعیین شده که در جدول ۷ آمده است. همچنین مقدار  $K_u$  و  $T_u$  برای این کنترل‌کننده، مقدار تقریبی ۰/۱ برای هر دو پارامتر می‌باشد.

جدول ۷- مقادیر بیشینه و کمینه برای e و  $\dot{e}$

مقادیر کمینه		مقادیر بیشینه	
e	$\dot{e}$	e	$\dot{e}$
$-۸ \times 10^{-7}$	$-۲ \times 10^{-8}$	$۸ \times 10^{-7}$	$۲ \times 10^{-8}$

در قسمت تالی قانون فازی خروجی‌ها مقادیر پارامترهای  $K_c$ ،  $K_d$  و  $\alpha$  هستند. تابع عضویت برای  $K_c$  و  $K_d$  در شکل ۱۶ و برای  $\alpha$  در شکل ۱۷ آمده است.

قوانین فازی می‌تواند از تجربه‌ی اپراتور ماهر حاصل شده باشد. قوانین فازی در این مقاله بر اساس پاسخ پله‌ی واحد سیستم تدوین و ارائه شده است. شکل ۱۸ نمونه‌ای از رفتار زمانی مطلوب سیستم به ورودی پله واحد را نشان می‌دهد.

همانطور که در شکل ۱۸ نیز مشاهده می‌شود، در آغاز کار و در حول نقطه کارکرد  $a_1$  نیاز به سیگنال کنترلی بزرگی وجود دارد تا زمان صعود سریعتر باشد. بدین منظور و برای اینکه کنترل‌کننده‌ی PID بتواند سیگنال بزرگی تولید کند،

مراجع [۱۸] و [۱۹] بر اساس روش‌هایی بر پایه‌ی روش کنترلی Fuzzy PID به کنترل نیرو برای عملگر الکتروهیدرواستاتیکی پرداخته‌اند. در این مقالات عملگر الکتروهیدرواستاتیکی در نقش پرس و شبیه‌ساز بار دینامیکی به کار رفته است. جدول ۱۱ مشخصه‌های پاسخ پله برای این دو کاربرد شامل فراجش، زمان نشست و زمان خیز را شامل می‌شود.

جدول ۱۱- مشخصه‌های پاسخ پله یک عملگر الکتروهیدرواستاتیکی در دستگاه پرس و شبیه‌ساز بار دینامیکی

مقاله	شبیه‌ساز بار دینامیکی [۱۹]	پرس [۱۸]	زمان خیز (ثانیه)
۰/۴	۰/۴	۰/۳	زمان نشست (ثانیه)
۰/۵	۱	۲	مقدار فراجش (نیوتن)
۲۵۰	۱۰۰	۲۰۰	

با توجه به شکل ۱۸، بیشترین زمان خیز ۰/۴ ثانیه، بیشترین زمان نشست ۰/۵ ثانیه و بیشینه مقدار فراجش ۰/۱ بار (با توجه به سطح پیستون که ۲۵۰۱/۴۹ میلی‌متر مربع است، بیشینه نیرو با این مقدار فشار کمتر ۲۵۱ نیوتن می‌باشد) است. مقدار زمان خیز و فراجش بیشتر از مقداری است که در جدول ۱۱ آمده است ولی مقدار زمان نشست بهبود یافته است.

در [۱۷] برای پایداری این کنترل‌کننده که فارغ از مدل سیستم طراحی می‌شود بطور کامل بحث شده است.

حال سعی می‌کنیم با دادن ورودی فرکانس متغیر<sup>۱</sup> از فرکانس ۱Hz تا ۲۰Hz سرعت پاسخ را بررسی کنیم. همانطور که اشاره شد انتهای عملگر باز است و تنها یک بار ۲۰Kg روی آن قرار دارد. با فرض اینکه حداکثر ولتاژی که می‌توانیم برای موتور فراهم کنیم ۲۳۰V است، پاسخ بصورت شکل ۲۰ خواهد بود.

مطابق شکل ۲۰ عملگر به راحتی می‌تواند مرجع با فرکانس حتی بیشتر از ۲۰Hz را دنبال کند. با توجه به اینکه

جدول ۹- قوانین فازی برای  $K_d$  [۱۷]

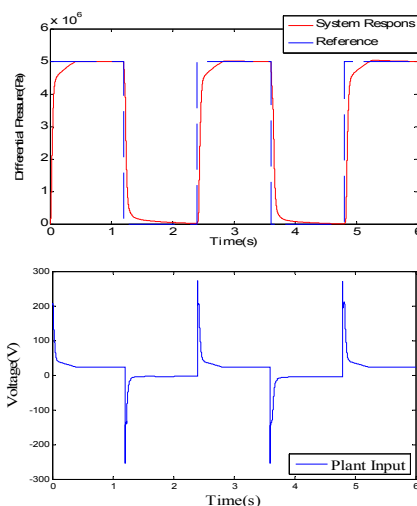
		$\dot{e}$						
		PB	PM	PS	ZO	NS	NM	NB
$e$	S	S	S	S	S	S	S	NB
	B	B	B	S	S	S	B	NM
	B	B	B	B	S	B	B	NS
	B	B	B	B	B	B	B	ZO
	B	B	B	B	S	B	B	PS
	B	B	B	S	S	S	B	PM
	S	S	S	S	S	S	S	PB

جدول ۱۰- قوانین فازی برای  $\alpha$  [۱۷]

		$\dot{e}$						
		PB	PM	PS	ZO	NS	NM	NB
$e$	S	S	S	S	S	S	S	NB
	MS	MS	MS	S	S	S	MS	MS
	M	MS	MS	MS	S	MS	MS	M
	B	M	MS	MS	MS	MS	M	B
	M	MS	MS	S	MS	MS	M	PS
	MS	MS	S	S	S	MS	MS	PM
	S	S	S	S	S	S	S	PB

### ۳-۲- بررسی سرعت پاسخ عملگر

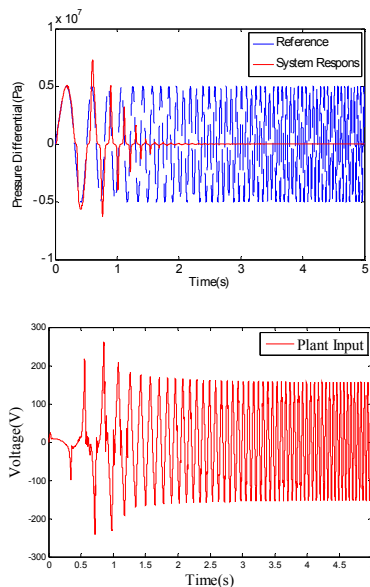
پاسخی که از عملگر بررسی می‌شود، اختلاف فشار دو محفظه سیلندر هیدرولیکی می‌باشد که معیاری از نیروی تولید شده روی محور پیستون است. در شکل ۱۹ پاسخ کنترل‌شده‌ی عملگر برای دنبال کردن ورودی مرجع دیده می‌شود.



شکل ۱۹- مرجع و پاسخ عملگر الکتروهیدرواستاتیکی با حلقه‌ی کنترلی برای کنترل اختلاف فشار دو محفظه سیلندر بعنوان معیاری از نیروی تولیدی عملگر به همراه نمودار سیگنال ورودی به موتور عملگر

<sup>۱</sup> Chirp

دامنه مرجع شد دیگر پاسخ، مرجع را دنبال نمی‌کند. در ادامه به این موضوع می‌پردازیم که تغییر در ویژگی‌های قطعات هیدرولیکی چه تاثیری روی سرعت پاسخ می‌گذارد در حالی که بار خارجی مانع از حرکت محور عملگر می‌شود.

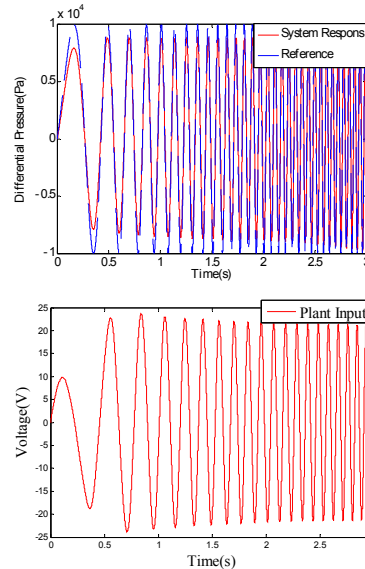


شکل ۲۰- پاسخ مدل حلقه بسته عملگر

شکل ۲۱- پاسخ مدل حلقه بسته عملگر الکتروهیدرواستاتیکی به ورودی فرکانس متغیر از فرکانس ۰/۱ Hz تا ۲۰ Hz با بار خارجی برای کنترل اختلاف فشار دو محفظه سیلندر بعنوان معیاری از نیروی تولیدی عملگر به همراه نمودار سیگنال ورودی به موتور عملگر

به سه قطعه‌ی سیلندر هیدرولیکی، انباره و پمپ تغییرات اعمال می‌شود. برای سیلندر هیدرولیکی و انباره، اندازه‌ی هر یک به ترتیب ۰/۴، ۰/۲، ۰/۱، ۰/۵، ۰/۲۵ و ۰/۱۲۵ برابر می‌شود. همین ضرایب برای جابجایی حجمی پمپ نیز اعمال می‌شود. بیشترین فرکانسی که پاسخ عملگر توانایی دنبال کردن آن را دارد بعنوان سرعت پاسخ در نظر گرفته شده است. شکل‌های ۲۲ تا ۲۴ نتایج را نشان می‌دهد. محور عمودی هر یک بیشترین فرکانسی که پاسخ عملگر توانایی دنبال کردن آن را دارد و محور افقی ویژگی مشخص شده‌ی هر قطعه با اعمال ضرایب را نشان می‌دهد. در این شکل‌ها منحنی‌ای هم برای دیدن بهتر رفتار پاسخ به نقاط بدست آمده از اعمال ضرایب منطبق شده است.

انتهای عملگر باز است اختلاف فشار دو محفظه از ۰/۱ Bar بیشتر نمی‌شود.



شکل ۲۱- پاسخ مدل حلقه بسته عملگر

الکتروهیدرواستاتیکی به ورودی فرکانس متغیر از فرکانس ۱Hz تا ۲۰ Hz بدون بار خارجی برای کنترل اختلاف فشار دو محفظه سیلندر بعنوان معیاری از نیروی تولیدی عملگر به همراه نمودار سیگنال ورودی به موتور عملگر

حال فرض می‌کنیم بار روی محور پیستون باشد. اگر نیروی روی محور پیستون نتواند بر بار غلبه کند، آنگاه محور ثابت باقی می‌ماند. در این حالت ورودی فرکانس متغیر به عملگر اعمال شد. نتایج به صورت شکل ۲۱ است.

همانطور که در شکل ۲۱ دیده می‌شود عملگر بعد از گذشت زمانی توانایی دنبال کردن ورودی مرجع را از دست می‌دهد. با استفاده از تعریف پهنای باند برای مدل‌های خطی که کاهش ۳ db در دیاگرام بود<sup>۱</sup> را معیار اندازه‌ی پهنای باند قرار داده، در روش جدید رسیدن به ۷۰ درصد دامنه معیاری از دنبال کردن ورودی مرجع به حساب آمده است. رسیدن به ۷۰ درصد دامنه به این معناست که معیار دنبال کردن مرجع توسط پاسخ عملگر، بیشتر بودن دامنه‌ی پاسخ از ۷۰ درصد دامنه‌ی مرجع است و اگر دامنه پاسخ کمتر از ۷۰ درصد

<sup>۱</sup> Bode

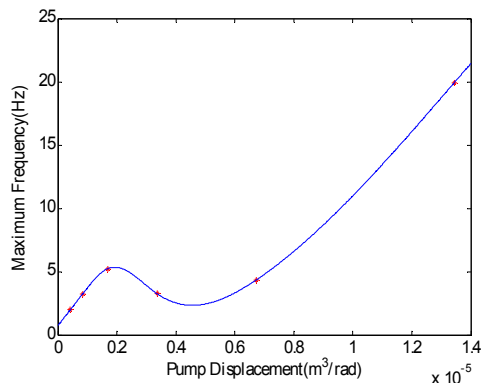
در شکل ۲۲ با افزایش ۴ برابری جابجایی پمپ بیشینه سرعت پاسخ به ۲۰Hz رسیده است. این عدد برای جابجایی پمپ بسیار بزرگ و تا حدی دست نیافتنی است لذا تغییر جابجایی پمپ نمی‌تواند گزینه‌ی مناسبی برای افزایش سرعت پاسخ باشد. کاهش جابجایی پمپ هم تاثیر زیادی در میزان سرعت پاسخ نداشته است.

همانطور که در شکل ۲۳ دیده می‌شود، با افزایش حجم سیلندر بیشینه سرعت پاسخ کاهش می‌یابد، این در حالی است که با کاهش حجم انباره بیشینه سرعت افزایش یافته و به ۲۰Hz می‌رسد. باید مد نظر داشت اگر چه با کاهش حجم سیلندر سرعت پاسخ به مقدار قابل توجهی افزایش یافته اما کوچک شدن حجم، کاهش نیروی خروجی در فشار مشخص را به همراه دارد.

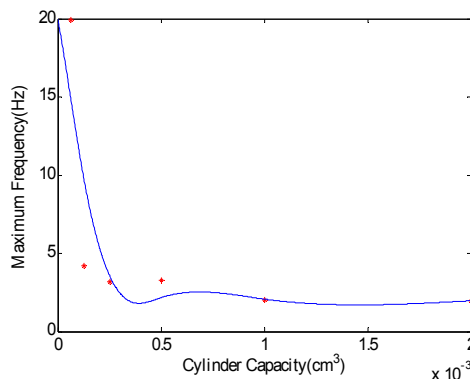
شکل ۲۴ هم نتایجی مشابه شکل ۲۳ را نشان می‌دهد. تنها با افزایش ۴ برابری حجم انباره به بیشینه سرعت پاسخ ۲۰Hz دست یافتیم. این حجم انباره برای مداری با ابعاد اشاره شده در مقاله دور از واقعیت است و عملاً تغییر حجم انباره تاثیر زیادی در سرعت پاسخ ندارد.

#### ۵- نتیجه گیری

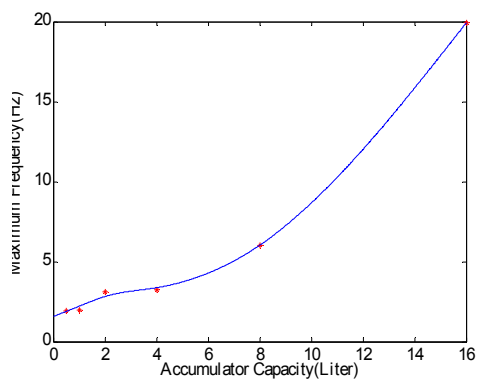
عملگرهای الکتروهایدرولیکی دارای مزایای عملگرهای الکتروهایدرولیکی و الکترومکانیکی هستند. این عملگر به روش ترتیبی چندگانه مدل سازی شد. تمام اجزا این عملگر شامل سیلندر هیدرولیکی، حسگر، لوله، پمپ، مدار داخلی، موتور و المان افت فشار با استفاده از جعبه ابزار سیم هیدرولیک در محیط متلب-سیمولینک مدل سازی شد. مدل سازی ارائه شده با توجه به در نظر گرفتن تمام عوامل فیزیکی موثر بر رفتار عملگر، مدلی کامل را بوجود آورده است. با توجه به غیر خطی بودن مدل و اینکه معیاری برای سرعت پاسخ مدل غیر خطی عملگر الکتروهایدرولاتیکی تاکنون ارائه نشده است، معیاری جدید برای تعیین میزان سرعت پاسخ عملگر تعریف شد. در معیار جدید، توانایی دنبال کردن مرجع با فرکانس مشخص توسط مدل غیر خطی نشان دهنده‌ی سرعت پاسخ است. نتایج نشان می‌داد بار روی عملگر از عوامل مهم در تعیین سرعت پاسخ است. سرعت پاسخ عملگر بدون بار به بیش از ۲۰Hz می‌رسد در حالی که با اعمال نیروی خارجی به محور سرعت پاسخ به کمتر از



شکل ۲۲- بیشترین سرعت پاسخ به ازای مقادیر جابجایی- های مختلف پمپ



شکل ۲۳- بیشترین سرعت پاسخ به ازای اندازه‌های مختلف سیلندر



شکل ۲۴- بیشترین سرعت پاسخ به ازای اندازه‌های مختلف انباره

- [9] Hamzehlouia S, Izadian A (2012) Modeling of hydraulic wind power transfers. PEI: 1–6.
- [10] Zhijun J, Yangyang H (2010) Research of pump-selection in pressure-superposed water supply. ICIS: 710–713.
- [11] Yuan P, Wang T, Ma F, Gong M (2012) A design and simulation of aircraft drilling end-effector based on bionics. MFI: 206–211.
- [12] Li K, Wang S (2010) Multidisciplinary modeling method and simulation for electro-hydrostatic. ICIEA: 544–548.
- [13] Habibi SR, Burton R, Sampson E (2006) High precision hydrostatic actuation systems for microand nanomanipulation of heavy loads. T ASME 128(4): 778–787.
- [14] Belloli D, Previdi F, Savaresi SM, Cologni A, Zappella M (2010) Modeling and identification of an electro-hydrostatic actuator. 5th IFAC: 620–625.
- [15] Fox WR, McDonald AT, Pritchard PJ (2008) Introduction to fluid mechanics, 7th edn. John Wiley & Sons.
- [۱۶] علیدوستی س، علیاری شوره‌دلی م (۱۳۹۲) مدل‌سازی عملگر الکتروهیدرواستاتیکی با در نظر گرفتن عوامل موثر در عملکرد و مقایسه آن با مدل‌سازی سیم‌هیدرولیک. مکانیک سازه‌ها و سازه‌ها (۳): ۱۹–۴۰.
- [۱۷] لی وانگ (۱۳۸۵) سیستم‌های فازی و کنترل فازی. محمد تشنه لب، نیما صفارپور، داریوش افیونی، انتشارات دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی.
- [18] Truong DQ, Ahn KK (2011) Force control for press machines using an online smart tuning fuzzy PID based on a robust extended Kalman filter. Expert Syst Appl 38: 5879–5894.
- [19] Truong DQ, Ahn KK (2009) Force control for hydraulic load simulator using self-tuning grey predictor – fuzzy PID. Mechatronics 2: 233–246.
- ۵Hz رسید. در ادامه با توجه به اینکه توجه بسیار کمی به تاثیر انتخاب قطعات در سرعت پاسخ عملگر صورت گرفته بود، تاثیر تغییر اندازه قطعات مختلف مدار در سرعت پاسخ بررسی شد. با کاهش حجم سیلندر هیدرولیکی سرعت پاسخ بسیار بیشتر شد ولی افزایش جابجایی پمپ و ساینز انباره تاثیر چندانی روی سرعت پاسخ عملگر نداشت.

## مراجع

- [1] Kangl K, Pachter M, Houpis CH, Rasmussen S (1995) Modeling and control of an electro-hydrostatic actuator. NAECON 1: 545–556.
- [2] Parker Inc (2012) Control systems and actuation technologies, [Online], Available (2012/10/1): <http://www.parker.com/literature/Control%20Systems%20Division/CSD%20literature/CSDBrochure.pdf>.
- [3] Takashi N, Kondo T, Takada M, Masutani K, Okano S, Tsujita, M (2008) Development of prototype electro-hydrostatic actuator for landing gear extension and retraction system. 7th JFPS.
- [4] Habibi SR, Roach J, Luecke G (2008) Inner-loop control for electro-mechanical (ema) flight actuation systems. J Dyn Syst-T ASME 130: 1–13
- [5] Xinjie J, Shengjin L (2009) Design of the fuzzy-PID controller for new vehicle active suspension with electro-hydrostatic actuator. ICIEA: 3724–3727.
- [6] Bo L, Yuren L, Zhihui Z (2011) Research on simulation of aircraft electro-hydrostatic actuator anti-skid braking system. 3rd ICMTMA 3: 78–82.
- [7] Habibi SR, Goldenberg A (2000) Design of a new high-performance electrohydraulic actuator. Mechatronics 5(2): 158–164.
- [8] Manring ND, Luecke GR (1996) Modeling & designing a hydrostatic transmission with a fixed-displacement motor. J Dyn Syst-T ASME 120(1): 45–49.