



مدل سازی عملگر الکتروهیدرواستاتیکی با در نظر گرفتن عوامل موثر در عملکرد و مقایسه آن با مدل سازی سیم هیدرولیک

سهیل علیدوستی^۱ و مهدی علیاری شوره‌دلی^{۲*}

^۱ دانشجوی کارشناس ارشد، دانشکده برق، دانشگاه صنعتی خواجه نصیر الدین طوسی

^۲ استادیار، دانشکده برق، دانشگاه صنعتی خواجه نصیر الدین طوسی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۱/۱۱/۲۴؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۲/۲/۲۰؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۲/۶/۲۰

چکیده

عملگرهای هیدرولیکی نقش مهمی در صنایع پیشرفته بازی می‌کنند. در صنعت اتوماسیون نیز به طور گسترده از عملگرهای الکترومکانیکی استفاده می‌شود. فناوری دیگری که مزایای اصلی عملگرهای هیدرولیکی و الکترومکانیکی را فراهم می‌کند و اکثر معایب آنها را کاهش می‌دهد، سیستم عملگر الکتروهیدرواستاتیکی است. ابتدا در این نوشتار نحوه کارکرد مدار عملگر الکتروهیدرواستاتیکی شرح داده شده است. سپس مدل‌هایی که تا به حال برای این عملگر ارائه شده، بررسی شده است. در ادامه با توجه به رفتار فیزیکی، مدلی کامل از عملگر الکتروهیدرواستاتیکی ارائه گردیده است. مدل ارائه شده شامل تمام عوامل موثر بر عملکرد هم‌چون افت فشار بین سیلندر و پمپ، اصطکاک غیر خطی موتور و سیلندر هیدرولیک و مدار هیدرولیکی داخلی (شامل انباره و شیرهای یک طرفه) می‌باشد. تاثیر مدل‌سازی عوامل موثر در عملکرد عملگر بر خروجی‌های موقعیت، اختلاف فشار دو درگاه سیلندر و نیروی عملگر مورد بررسی قرار گرفته است. سپس رفتار مدل ارائه شده با مدل‌سازی ترتیبی چندگانه در جعبه ابزار سیم هیدرولیک نرم افزار متلب مقایسه شده است.

کلمات کلیدی: عملگر الکتروهیدرواستاتیکی؛ مدل‌سازی ریاضی؛ مدل‌سازی سیم هیدرولیک؛ عملکرد عملگر.

Modeling of electro-hydrostatic actuator considering the factors affecting its performance and comparison with simhydraulic model

S. Alidoosti¹ and M. Aliyari Shooredeli^{2,*}

¹ M.Sc. Student, Elec. Eng., K.N.Toosi University of Tech., Tehran

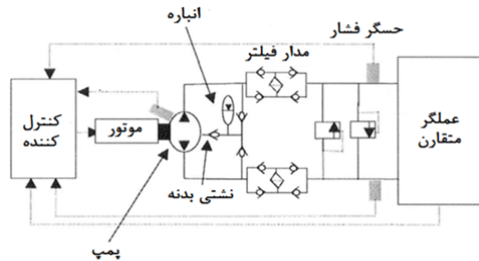
² Assist. Prof., Elec. Eng., K.N.Toosi University of Tech., Tehran

Abstract

Hydraulic actuators play an important role in the industry especially in High-Tech applications. The automation industry also widely uses electromechanical actuators. Electro-Hydrostatic actuators combine the advantages of both electromechanical and electro hydraulic actuators, while at the same time omit their flaws. In this paper, first of all, the structure of electro-hydrostatic actuator is described, and then the presented models are examined. In the physical behavior, a complete model of electro-hydrostatic actuator is presented. The proposed model includes all factors that affect performance, such as pressure drop between cylinder and pump, nonlinear friction of electrical motor, nonlinear friction between cylinder and piston and inner circuit including accumulator and check valves). Modeling the impact of factors affecting the performance of the actuator output such as piston rod position, differential pressure between cylinder ports and the force generated by actuator are studied. Finally the behavior of proposed model is evaluated by a model that is derived from the multiplicity method by Matlab-Simulink-SimHydraulic toolbox.

Keywords: Electro-hydrostatic actuator; Mathematical modeling; SimHydraulic modeling; Actuator performance.

۱- مقدمه



شکل ۱- طرح شماتیک مدار الکتروهیدرواستاتیکی [۴]

عملگر الکتروهیدرواستاتیکی در سطوح کنترلی هواپیما، باز و بسته کردن ارباره فرود^۲ هواپیما [۹]، سیستم تعلیق فعال خودرو [۱۰]، سیستم دیسک ترمز خودروها و پرس مواد در ماشین آلات ساخت و تولید مورد استفاده قرار می‌گیرد.

عملگر الکتروهیدرواستاتیکی دارای یک پمپ دنده‌ای جابجایی ثابت دو طرفه می‌باشد که به موتور متصل شده است. محور موتور داخل یک بیرینگ توپی^۳ دوران می‌کند. پمپ دارای دو درگاه اصلی است که مکش و دهش سیال از آنها انجام می‌شود و همچنین یک درگاه فرعی دارد که به مدار هیدرولیکی داخلی متصل است و نشتی خارجی پمپ به این مدار ریخته می‌شود. این مدار داخلی جهت جلوگیری از کاویتاسیون^۴ در درگاه مکش پمپ و جلوگیری از افزایش بیش از حد فشار پمپ و همچنین میرا کردن ضربات سیال در مدار تعبیه شده است. این مدار شامل انباره^۵ و یک سری شیر یک طرفه^۶ می‌باشد. این شیرهای یک طرفه به منظور هدایت سیال به سمت انباره و یا از انباره به سمت خطوط اصلی مدار در نظر گرفته شده‌اند. همان‌طور که در شکل ۱ دیده می‌شود این مدار هیدرولیکی داخلی می‌تواند نشتی مدار را جبران کند. در ادامه مسیر حرکت سیال به سمت عملگر هیدرولیک، جهت تمیزسازی سیال از فیلتر استفاده شده است. همچنین به منظور یک‌سان‌سازی عملکرد دینامیکی و همچنین تعادل دبی در دو طرف عملگر هیدرولیک از سیلندر دو طرفه^۷ استفاده شده است. جهت جلوگیری از نشتی سیال

عملگرهای هیدرولیکی در صنایع هوا فضا، ماشین آلات کشاورزی و سیستم‌های دریایی استفاده می‌شوند. محدوده وسیع استفاده از این عملگرها به خاطر نیرو و گشتاور بالا است. اما نقطه ضعف جدی همه‌ی انواع سیستم‌های هیدرولیکی، ناکارآمدی در استفاده از انرژی است [۱-۴]. ناکارآمدی انرژی در این سیستم‌ها به‌خاطر دائم کار کردن پمپ، به منظور تامین فشاری ثابت است. مشکل دیگر سیستم‌های هیدرولیکی ساختار کنترلی پیچیده به‌خاطر غیر خطی بودن شیرهای الکتریکی^۱ است. فناوری جایگزینی که به طور گسترده در صنعت اتوماسیون استفاده می‌شود به‌وسیله عملگرهای الکترومکانیکی ارائه شده است. این سیستم‌ها با موقعیت‌دهی دقیق و دینامیک‌های سرعت بالا شناخته شده‌اند [۵]. اما استفاده از عملگرهای الکترومکانیکی محدود به کاربردهای توان متوسط و پایین است [۵]. این عملگر به‌خاطر محدوده‌ی نیروی کم و قابلیت اطمینان پایین قطعات مکانیکی، در کاربردهای بحرانی و امنیتی می‌تواند خطر آفرین باشد. فناوری دیگری که مزایای اصلی عملگرهای هیدرولیکی و الکترومکانیکی را فراهم می‌کند و اکثر معایب آنها را کاهش می‌دهد سیستم عملگر الکتروهیدرواستاتیکی است [۶].

در شکل ۱ ساختار کلی عملگر الکتروهیدرواستاتیکی به نمایش درآمده است. عملکرد کلی مدار به این شکل است که اولاً به‌صورت مدار بسته عمل می‌کند به این معنی که منبع خارجی در مدار وجود ندارد و حتی در هنگام عدم کار، سیال در مدار تحت فشار باقی خواهد ماند، ثانیاً خروجی عملگر (سرعت، موقعیت یا نیروی پیستون) تابعی از سرعت زاویه‌ای موتور است و همچنین در مدار هیچ‌گونه شیر کنترلی به‌کار گرفته نشده است یا به‌عبارتی هیچ سیگنال کنترلی به داخل مدار ارسال نمی‌شود.

عملگر الکتروهیدرواستاتیکی با پمپ جابجایی ثابت و موتور سرعت متغیر، دارای ساختاری ساده با بازده بالا می‌باشد [۷]. عملگر با پمپ دنده‌ای جابجایی ثابت، شامل یک پمپ جابجایی ثابت به‌همراه کنترل‌کننده‌ی سرعت است که با موتور ارتباط دارد [۸].

² Landing Gear Extension

³ Ball Bearing

⁴ Cavitation

⁵ Accumulator

⁶ Check Valve

⁷ Double Rod Cylinder

¹ Solenoid valve

است. در این مدل‌سازی اثر غیرخطی تغییرات حجم ناشی از جابجایی پیستون، نشتی داخلی و خارجی پمپ در نظر گرفته شده است ولی تنها اصطکاک ویسکوز در سیلندر مدل شده و از اصطکاک موتور نیز صرف نظر شده است، لذا اثرات غیر خطی ناشی از اصطکاک موتور و سیلندر به درستی در مدل نیامده است [۱۲].

در مورد تاثیر مدار هیدرولیکی داخلی می‌توان گفت سیستم عملگر الکتروهیدرواستاتیکی دارای دو حالت عملکردی است، یکی آن‌که مدار هیدرولیکی داخلی قابل صرف نظر کردن است اما در دیگری دینامیک مدار هیدرولیکی داخلی تاثیرگذار و مهم است. حالت اول موقعی اتفاق می‌افتد که عملکرد بدون رخداد خاصی باشد به این معنا که مدار داخلی یا شیرهای خلاصی در عملکرد مدار بی تاثیر باشند. اگر فشار سمت مکش پمپ از فشار نشتی بدنه پمپ^۷ کمتر باشد دینامیک‌های مدار داخلی دیگر کم اهمیت نیستند [۱۳]. لذا عدم مدل‌سازی مدار داخلی موجب از بین رفتن دینامیک‌هایی از سیستم می‌شود.

سوک سی و هم‌کارانش جهت کنترل موقعیت عملگر الکتروهیدرواستاتیکی مدلی ارائه داده‌اند که اثر غیر خطی تغییرات حجم محفظه سیلندر، نشتی داخلی سیلندر، مدل دقیق اصطکاک سیلندر در نظر گرفته شده، اما مدار هیدرولیکی داخلی، تراکم پذیری سیال در پمپ و همچنین افت فشار^۸ در مدار مدل نشده است [۱۴].

رونک جی کنگ و هم‌کارانش مدل عملگر الکتروهیدرواستاتیکی را به طور مستقیم از معادلات فیزیکی و بدون توابع تبدیل ارائه داده‌اند [۷]. در این مدل‌سازی مدار هیدرولیکی داخلی و به طبع دینامیک مدار داخلی نیز در نظر گرفته شده است. اصطکاک سیلندر نیز در مدل رونک جی کنگ با در نظر گرفتن اصطکاک ایستایی، کلمب و ویسکوز به طور دقیق لحاظ شده است [۶]، اما اصطکاک غیر خطی در موتور مدل‌سازی نشده است لذا تاثیرش را نیز نمی‌توان مشاهده کرد. همچنین افت فشار ناشی از قطعات در مدل‌سازی نیامده است. لذا هرچند این مدل‌سازی به صورت بلوکی و فضای حالت انجام شده است ولی از آنجایی که از

در عملگر هیدرولیک یک درزبند^۱ لاستیکی بین سیلندر و پیستون تعبیه شده است.

در مورد اصطکاک ناشی از درزبند لاستیکی در عملگر هیدرولیک می‌توان گفت، تنها در نظر گرفتن اصطکاک خطی ویسکوز^۲ بسیار محدود کننده است. به طوری که در واقعیت مشاهده می‌شود در ابتدای حرکت پیستون نمودار اختلاف فشار دو درگاه^۳ سیلندر، دارای یک فراجهش^۴ اولیه است تا بر اصطکاک اولیه غلبه کند. این فراجهش ناشی از اثر اصطکاک غیر خطی ایستایی^۵ و کلمب^۶ است [۶]. لذا لازم است تابع دقیقی از اصطکاک شامل اصطکاک ایستایی، کلمب و ویسکوز در نظر گرفته شده است. همین شرایط برای اصطکاک موتور نیز وجود دارد با این تفاوت که به علت استفاده از بیرینگ در موتور، ضرایب اصطکاک در موتور کمتر است.

به منظور جلوگیری از افزایش فشار در خطوط مدار که ممکن است به قطعات آسیب بزند، از شیر خلاصی استفاده شده است تا در این شرایط سیال را به خط دیگر انتقال دهد. حال با روشن شدن نحوه کارکرد مدار عملگر الکتروهیدرواستاتیکی، انواع مدل‌سازی‌های ارائه شده برای این عملگر بررسی می‌شود.

حبیبی و هم‌کارانش مدلی از عملگر الکتروهیدرواستاتیکی ارائه داده‌اند [۱۱]. این مدل‌سازی به روش تابع تبدیل انجام شده است و مدل قطعات به صورت مجزا ارائه نشده است به این معنی که امکان اندازه‌گیری و دسترسی به کلیه متغیرهای حالت سیستم هم‌چون فشار دو انتهای عملگر، فراهم نیست. در مدل ارائه شده توسط حبیبی، مدلی دقیق از اصطکاک سیلندر نیز ارائه نشده است به عبارت دیگر بدون در نظر گرفتن اصطکاک غیرخطی ایستایی و کلمب، تنها اصطکاک ویسکوز لحاظ شده است.

پارک و هم‌کارانش یک روش خاص برای مدل‌سازی سیستم عملگر به صورت تابع تبدیل ارائه داده‌اند که در آن مدل پمپ و موتور به صورت یک تابع تبدیل مجزا ارائه شده

¹ Seal

² Viscous

³ Port

⁴ Over shoot

⁵ Static

⁶ Coloumb

⁷ Pump Case Drain

⁸ Pressure Drop

تبدیل نوشته می‌شود، که یک مدل دقیق غیر خطی است [۷].

در روش تبدیل معادلات حاکم بر سیستم به توابع تبدیل، مدلی به صورت تابع تبدیل از سیستم ارائه می‌شود. برای مثال در این روش می‌توان جهت مدل‌سازی پمپ و موتور از یک تابع تبدیل مجزا استفاده کرد [۱۷].

$$q_{\text{pump}} = \frac{K_1 V_{Dn}}{T_1 S + 1} - (K_p + K_l) P_L \quad (1)$$

که K_1 ضریب جریان، T_1 ثابت زمانی، K_p ضریب دبی بار و K_l ضریب نشتی بار است.

بهترین راه برای به دست آوردن عملکرد بهینه، بهینه‌سازی سیستم یک‌پارچه است [۱۸]. لذا یکی دیگر از روش‌های مدل‌سازی، ترتیبی چندگانه^۲ است. در این روش برای مدل‌سازی یک سیستم چندپارچه، هر یک از گروه‌ها در نرم‌افزار مربوطه مدل می‌شوند و در نهایت سیستم یک‌پارچه نهایی حاصل می‌گردد. برای مثال عملگر الکتروهیدرواستاتیکی یک سیستم چندپارچه است که عملکرد آن وابسته به تعدادی گروه ترکیبی همچون الکترونیک، مکانیک، هیدرولیک و کنترل است. لذا برای دست‌یابی به عملکرد بهینه‌ی عملگر، می‌توان آن را در محیط نرم‌افزاری به صورت یکپارچه مدل‌سازی کرد.

در مدل‌سازی عملگر الکتروهیدرواستاتیکی به روش ترتیبی چندگانه، برای بخش‌های هیدرولیک و مکانیک می‌توان از نرم‌افزارهایی همچون متلب^۳ جعبه ابزار سیم هیدرولیک^۴ [۱۹]، فلومستر^۵ [۲۰]، اتومیشن استودیو^۶ [۲۱] و ایم سیم^۷ [۱۸] استفاده کرد.

۳- مدل‌سازی عملگر الکتروهیدرواستاتیکی

جهت مدل‌سازی دینامیک عملگر الکتروهیدرواستاتیکی فرض شده است تمام لوله‌هایی که اجزا را به هم وصل می‌کنند صلب است و الاستیسیته فولاد به کار رفته در لوله‌ها نیز به اندازه‌ی کافی بالا می‌باشد به طوری که انبساط آن زیر فشار

اصطکاک موتور و نیز افت فشار مدار صرف نظر شده، مدل‌سازی کامل نمی‌باشد.

ژانگ و لی جهت پیاده‌سازی کنترل‌کننده‌ی PID خطی سازی بازخورد^۱، مدل عملگر الکتروهیدرواستاتیکی را به صورت فضای حالت ارائه داده‌اند که در آن اثر غیر خطی تغییرات حجم محفظه سیلندر در معادله پیوستگی دبی و همچنین افت فشار مدار، لحاظ شده است و پنج متغیر حالت برای سیستم الکتروهیدرواستاتیکی به دست آمده است این در حالی است که دینامیک مدار هیدرولیکی داخلی و تراکم پذیری سیال در پمپ مدل نشده و اصطکاک سلیندر و موتور تنها با ترم ویسکوز مدل شده است [۱۵].

بلولی و هم‌کارانش مدلی از یک عملگر الکتروهیدرواستاتیکی ارائه داده‌اند که در آن رفتار فیزیکی هر قطعه تحلیل و یک مدل خطی حاصل شده است. سپس اصطکاک غیر خطی سیلندر و موتور و همچنین تغییر حجم محفظه سیلندر در معادلات وارد شده و یک مدل غیر خطی ارائه شده است [۶]. هر چند مدار عملگر الکتروهیدرواستاتیکی ارائه شده توسط بلولی دارای مدار هیدرولیکی داخلی است اما این مدار مدل‌سازی نشده است. همچنین از افت فشار مدار نیز صرف نظر شده است.

۲- انواع روش‌های مدل‌سازی

مدل‌سازی به معنی نوشتن معادلات فیزیکی حاکم بر قطعات مختلف سیستم می‌باشد [۱۶]. به گونه‌ای که بتوان با توجه اتصالات فیزیکی و الکترونیکی که بین قطعات مختلف وجود دارد رابطه‌ای بین ورودی (ورودی‌ها) و خروجی (خروجی‌ها) برقرار کرد. این نوع مدل‌سازی به دو صورت زیر امکان پذیر است:

۱- استفاده مستقیم از معادلات فیزیکی قطعات

به صورت بلوکی و مجزا (فرم فضای حالت)

۲- مدل‌سازی معادلات فیزیکی حاکم بر سیستم با

توابع تبدیل

در روش استفاده مستقیم از معادلات قطعات، مدل

سیستم به طور مستقیم از معادلات سیستم و بدون توابع

² Multidisciplinary

³ Matlab

⁴ SimHydraulic

⁵ FlowMaster

⁶ Automation Studio

⁷ Ame Sim

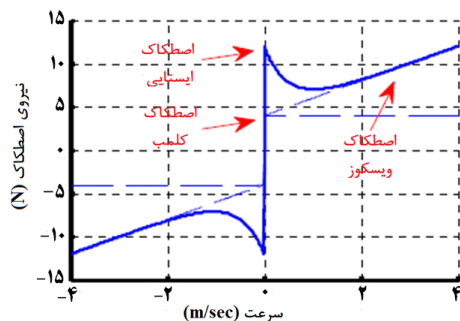
¹ Feedback Linearization PID Control

های الکتریکی و مکانیکی مدل‌سازی شده است. لذا مدل نهایی ایجاد شده از موتور و درایو، شبیه به مدل موتور جریان مستقیم (DC) می‌باشد. از این پس منظور از اعمال ولتاژ به موتور، تعیین نقطه مرجع سیستم سروموتور می‌باشد به طوری که اعمال ولتاژ به موتور معادل جریان مستقیم است. معادلات مربوط به موتور در رابطه ۲ آمده است. و با فرض این که اتصال محور موتور و پمپ به صورت صلب می‌باشد، سرعت محور پمپ و موتور یکسان در نظر گرفته شده است. با در نظر گرفتن مجموع اینرسی دو محور موتور و پمپ به عنوان J_M ، سرعت محور موتور (پمپ) به صورت رابطه ۳ توصیف شده است.

$$I_M = \frac{1}{L_M} (V_C - K_W \cdot \omega - R \cdot I_M) \quad (2)$$

$$\omega = \frac{1}{J_M} (I_M \cdot K_C - T_{FM}(\omega) - T_{Lm}) \quad (3)$$

ω سرعت دورانی موتور، I_M جریان موتور، K_C بهره‌ی موتور، L_M ضریب سلفی موتور، K_W ثابت ولتاژ برگشتی^۲ موتور، R مقاومت موتور می‌باشد. مقادیر مربوط به این پارامترها در جدول ۲، انتهای بخش ۳ آمده است. $T_{FM}(\omega)$ تابع اصطکاک موتور می‌باشد که نمودار کلی تابع اصطکاک هم برای موتور و هم برای سیلندر هیدرولیک (بخش ۳-۹) در شکل ۲ به نمایش در آمده است. تابع اصطکاک موتور نیز در رابطه ۴ توصیف شده است.



شکل ۲- نمودار تابع اصطکاک شامل اصطکاک ایستایی، کلمب و ویسکوز [۶]

قابل صرف نظر خواهد بود (این فرض درباره‌ی همه‌ی محفظه های سیستم صادق است). اتصال موتور به پمپ در مقابل بار برشی صلب فرض شده است یعنی سرعت دورانی پمپ و موتور یکسان در نظر گرفته شده است.

با توجه به این که تقارن در سیستم‌های هیدرولیکی، پیچیدگی دینامیکی را کاهش می‌دهد و نتایج عملکرد مدار در دو جهت را یکسان می‌کند [۲۲] لذا مدار عملگر متقارن و سیلندر هیدرولیک نیز دو طرفه و متقارن، طراحی و انتخاب شده است. در مورد نشتی می‌توان گفت بیشتر نشتی‌ها روی درگاه‌ها رخ می‌دهد. در این مدل‌سازی علاوه بر نشتی داخلی پمپ، نشتی خارجی آن، ناشی از اتصال به مدار هیدرولیکی داخلی و همچنین نشتی بین دو محفظه سیلندر نیز لحاظ شده است. ولی از نشتی خارجی درزبندهای پیستون صرف نظر شده است. جهت تمیزکاری^۱ روغن داخل مدار، از فیلتر استفاده شده است. مداری شامل شیرهای یک طرفه، سیال را به سمت فیلتر هدایت می‌کند. فیلتر و این مدار اضافه شده، افت فشاری را در سیستم ایجاد می‌کند که این افت فشار همراه با افت فشار ناشی از لوله‌های مدار در مدل‌سازی اعمال شده است. به علت استفاده از درزبندهای لاستیکی در سیلندر، مدل‌سازی اصطکاک تنها با در نظر گرفتن اصطکاک ویسکوز صحیح نمی‌باشد لذا مدل دقیقی از اصطکاک سیلندر (شامل اصطکاک ایستایی، کلمب و ویسکوز) در مدل‌سازی به کار گرفته شده است. همچنین مدل دقیقی از اصطکاک موتور (شامل اصطکاک ایستایی، کلمب و ویسکوز) در مدل‌سازی لحاظ شده است.

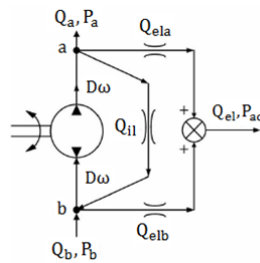
۳-۱- مدل موتور

یکی از قطعات اصلی عملگر الکتروهیدرواستاتیکی، موتور می‌باشد [۲۳]. که در مدار این عملگر به یک کنترل‌کننده سرعت مجهز است [۸]. به نحوی که با تغییر سرعت دورانی موتور، موقعیت انتهای پیستون تغییر می‌کند. در مدل حاضر از موتور سه فاز ۴ کیلووات و درایو مناسب آن استفاده شده است. جریان‌های معادل هم‌راستای روتور و استاتور توسط سیستم کنترلی داخلی درایور، کنترل می‌شود. بر این اساس موتور و درایور متصل به آن با ورودی ولتاژ و با ثابت زمانی

² Back Emf Constant

¹ Filtering

جابجایی حجمی سیال تاثیر مستقیم روی سرعت و دقت عملکرد دارد. انتخاب پمپ و موتور برای رسیدن به عملکرد مورد نظر بسیار مشکل می‌باشد و باید دقت شایانی در انتخاب آن شود [۱۳]. با در نظر گرفتن محدوده سرعت، فشار و ویسکوزیته در انواع پمپ‌های جابجایی ثابت، دو گزینه‌ی مناسب برای پمپ جابجایی ثابت دو جهته وجود دارد، پمپ دنده‌ای^۱ و پمپ پیچی^۲ [۲۲ و ۲۴]. استفاده از پمپ دنده خارجی با توجه به ظرفیت جابجایی، یکنواختی جریان خروجی و سادگی عملکرد، در مدار الکتروهیدرواستاتیکی کاربرد بیشتری دارد لذا در مدار طراحی شده از این نوع پمپ استفاده شده است [۲۲]. پمپ به طور مستقیم به موتور متصل شده است و دارای سه پورت است دو تا اصلی، که مکش و دهش دبی پمپ از آنها انجام می‌شود و یکی فرعی، که به عنوان خط نشستی خارجی پمپ با یک شیر یک طرفه به مدار هیدرولیکی داخلی متصل است. علاوه بر این، پمپ دارای نشستی داخلی نیز می‌باشد. نشستی داخلی به سه دلیل رخ می‌دهد فاصله^۳ شعاعی دنده با بدنه پمپ، فاصله بین دندانه‌ها و فاصله سطح چرخ دنده با بدنه پمپ [۱۳]. شکل ۵ دیاگرام شماتیک پمپ همراه با نشستی‌های داخلی و خارجی آن را به نمایش در آورده است.



شکل ۵- شماتیک پمپ همراه خطوط نشستی داخلی و خارجی [۷]

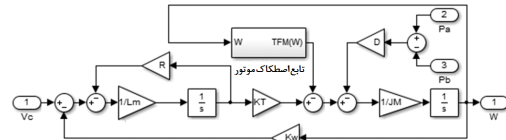
پمپ به وسیله‌ی موتور تحریک می‌شود و سیال را در جهت مشخصی مکش و به حرکت در می‌آورد. به همین واسطه سیال در خط دهش هم به حرکت در می‌آید.

$$T_{FM}(\omega) = A_{FM} \cdot \text{sign}(\omega) + \frac{-j\omega}{B_{FM} \cdot \omega + C_{FM} \cdot \text{sign}(\omega)} \cdot e^{T_{FM}} [4] \quad (4)$$

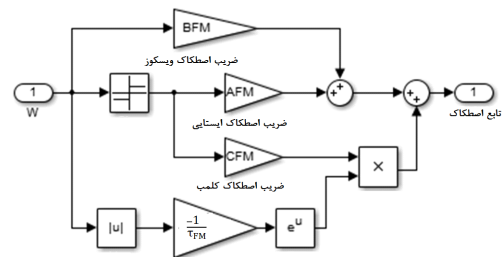
A_{FM} ضریب مربوط به اصطکاک ایستایی، B_{FM} ضریب مربوط به اصطکاک ویسکوز، C_{FM} ضریب مربوط به اصطکاک کلمب و T_{FM} ضریب نمایی اصطکاک کلمب می‌باشد، $\text{sign}(\omega)$ علامت اصطکاک را به گونه‌ای تامین می‌کند که این ضرایب هم علامت با جهت دوران باشد تا در نهایت به عنوان نیروی مخالف حرکت عمل کند. بلوک دیاگرام اصطکاک موتور در شکل ۴ نمایش داده شده است. T_{Lm} گشتاور وارده از طرف پمپ به موتور می‌باشد که در رابطه ۵ توصیف شده است.

$$T_{Lm} = D \cdot (P_a - P_b) \quad (5)$$

D جابجایی حجمی موتور و P_a و P_b به ترتیب فشار درگاه دهش و مکش پمپ می‌باشند. بلوک دیاگرام روابط موتور در شکل ۳ به نمایش در آورده شده است.



شکل ۳- بلوک دیاگرام موتور



شکل ۴- بلوک دیاگرام اصطکاک موتور

۲-۲- مدل پمپ

پمپ هیدرولیکی در عملکرد الکتروهیدرواستاتیکی المان کنترلی اصلی است و انرژی مکانیکی دریافت شده از سمت موتور الکتریکی را به دبی و فشار سیال تبدیل می‌کند [۱۱]. دینامیک پمپ و سروموتور متصل شده به آن نقش مهمی در مدل کلی عملکرد الکتروهیدرواستاتیکی بازی می‌کنند. پمپ میزان جابجایی حجمی سیال را تعیین می‌کند.

¹ Gear Pump

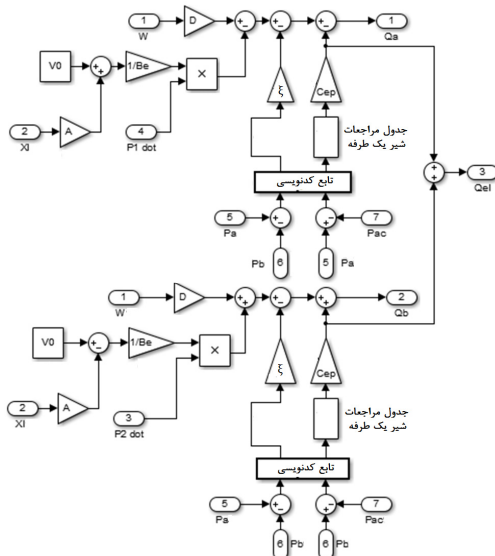
² Screw Pump

³ Gap

مدار هیدرولیکی داخلی هدایت می‌شود. نشتی خارجی پمپ در رابطه ۱۳ توصیف شده است.

$$Q_{el} = Q_{ela} + Q_{elb} \quad (13)$$

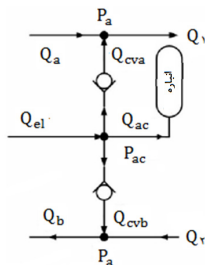
بلوک دیاگرام کلی پمپ با ورودی ω و خروجی Q_a و Q_b و Q_{el} در شکل ۶ به نمایش در آمده است.



شکل ۶- بلوک دیاگرام پمپ

۳-۳- مدل مدار هیدرولیکی داخلی

به منظور حفظ ساختار حلقه بسته عملگر الکتروهیدرواستاتیکی [۷] و به منظور جلوگیری از کاپیتاسیون و افزایش فشار بیش از اندازه پمپ [۱۱] یک مدار هیدرولیکی داخلی شامل شیرهای یک طرفه و انباره لازم است. شماتیک این مدار در شکل ۷ به نمایش در آمده است.



شکل ۷- شماتیک مدار هیدرولیکی داخلی [۷]

فاکتورهای اصلی انتخاب پمپ عبارت است از: اندازه، بازه (وابسته به نشتی داخلی)، فشارکاری و جابجایی حجمی [۱۱]. حداکثر سرعت خطی و نیروی مطلوب برای پیستون به ترتیب $0.2 \frac{m}{s}$ و 20 KN می‌باشد. براین اساس ابتدا دبی مورد نیاز عملگر، توان موتور و سرعت اسمی موتور به ترتیب 0.5 Lit ، 4 KW و $157 \frac{\text{Rad}}{s}$ (1570 rpm) بدست آمده است. سپس جابجایی حجمی پمپ $20.1 \frac{\text{cm}^3}{s}$ محاسبه شده است. با توجه به مشخصات فنی پمپ انتخاب شده حداکثر سرعت آن 3200 rpm ، فشار خروجی نامی آن 180 Bar و حداکثر فشار خروجی لحظه‌ای آن 210 Bar می‌باشد.

رابطه ۶ و ۷ معادلات پیوستگی دبی سیال در ورودی و خروجی پمپ می‌باشند که در آن Q_a و Q_b به ترتیب دبی خروجی و ورودی پمپ و Q_{il} نشتی داخلی پمپ و Q_{ela} و Q_{elb} نشتی‌های خارجی پمپ (نشتی بدنه^۱) می‌باشند که در روابط ۸، ۹ و ۱۰ توصیف شده‌اند.

$$Q_a = \omega \cdot D - Q_{il} - Q_{ela} - \frac{V_a}{\beta_e} \cdot \frac{dp_a}{dt} \quad (6)$$

$$Q_b = \omega \cdot D - Q_{il} - Q_{elb} - \frac{V_b}{\beta_e} \cdot \frac{dp_b}{dt} \quad (7)$$

$$Q_{il} = \xi \cdot (P_a - P_b) \quad (8)$$

$$Q_{ela} = C_{ep} \cdot Q_{cv}(P_a - P_{ac}) \quad (9)$$

$$Q_{elb} = C_{ep} \cdot Q_{cv}(P_b - P_{ac}) \quad (10)$$

P_{ac} فشار انباره می‌باشد و $\frac{V_a}{\beta_e} \cdot \frac{dp_a}{dt}$ مربوط به تراکم پذیری سیال می‌باشد که در آن β_e مدول بالک^۲، V_a و V_b حجم سیال در خط اصلی مدار (به ترتیب در طرف دهش و مکش پمپ)، می‌باشند که در روابط ۱۱ و ۱۲ توصیف شده‌اند، هر کدام از این دو حجم شامل حجم ثابت لوله‌ها در یک سمت مدار و حجم متغیر ایجاد شده در محفظه سیلندر ناشی از حرکت پیستون می‌باشد.

$$V_a = V_0 + A \cdot x \quad (11)$$

$$V_b = V_0 - A \cdot x \quad (12)$$

x موقعیت پیستون از وسط سیلندر و V_0 نصف حجم کل سیال داخل مدار می‌باشد. دبی ناشی از نشتی خارجی سمت دهش و مکش پمپ با استفاده از خط نشتی پمپ به سمت

¹ Intermittent

² Case Drain

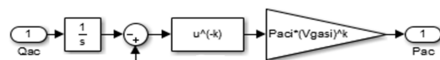
³ Bulk Modulus

مختلف انباره‌ها، ساختار بادکنکی^۱ انتخاب شده است. علل این انتخاب کم بودن تفاوت فشار بین حالات پر و خالی از سیال و همچنین رواج بیشتر ساختار بادکنکی در صنعت بوده است [۱۳].

رابطه دبی ورودی (خروجی) به (از) انباره با فشار آن به صورت زیر توصیف شده است [۷]:

$$P_{ac} = \frac{P_{aci}(V_{gasi})^k}{(V_{gasi} - \int Q_{ac} \cdot dt)^k} \quad (15)$$

k توان پلوتروپیک^۲ گاز با محدوده بین ۱ تا ۱.۴ می‌باشد [۷]. P_{aci} فشار اولیه‌ی انباره و V_{gasi} حجم اولیه‌ی گاز داخل آن می‌باشد. رابطه ۱۵ با در نظر گرفتن دبی انباره (Q_{ac}) به عنوان ورودی و فشار انباره (P_{ac}) به‌عنوان خروجی در بلوک دیاگرام شکل ۹ به نمایش در آمده است.



شکل ۹- بلوک دیاگرام انباره

۳-۴- مدل شیر یک طرفه

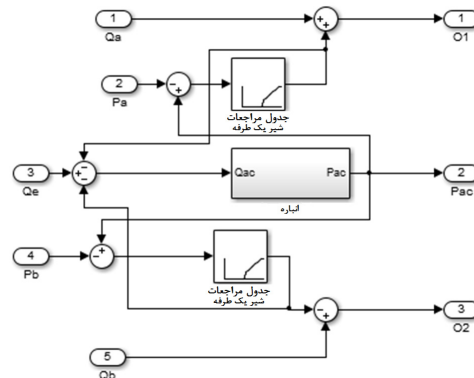
از آنجایی که فراهم شدن هرچه سریع‌تر سیال روی خطوطی که مکش رخ می‌دهد برای ما اهمیت به‌سزایی دارد ترجیح داده شده است از شیر یک طرفه‌ی بدون فنر استفاده شود. نمودار مربوط به دبی عبوری از شیر یک طرفه بر اساس اختلاف فشار دو طرف آن برای پیش‌بارهای مختلف در شکل ۱۰ آمده است. با توجه به بدون فنر بودن شیر، نمودار مورد نظر در این مدل‌سازی حالت بدون پیش بار (یعنی خط ۰) می‌باشد.

مدل شیرهای یک طرفه در کلیه بلوک دیاگرام‌های ارائه شده در مدل‌سازی حاضر به این صورت می‌باشد که با توجه به اطلاعات موجود در نمودار شکل ۱۰، جدول مراجعاتی^۳ برای اختلاف فشار دو سمت شیر و دبی عبوری از آن تشکیل شده است. سپس با توجه به اختلاف فشار دو سمت شیر یک طرفه در مدار، دبی عبوری از شیر تعیین می‌گردد. افت فشار

Q_{ac} دبی ورودی به انباره و Q_{cva} و Q_{cvb} دبی‌های جبران نشستی از انباره به سمت خط اصلی جریان می‌باشند. Q_2 و Q_1 دبی‌های خط اصلی جریان سیال در مدار بعد از مدار هیدرولیکی داخلی می‌باشند. روابط بین دبی‌ها در زیر آمده است.

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_a + Q_{cva} \\ Q_2 &= Q_b - Q_{cvb} \\ Q_{ac} &= Q_{el} - Q_{cva} - Q_{cvb} \\ Q_{cva} &= Q_{cv}(P_{ac} - P_a) \\ Q_{cvb} &= Q_{cv}(P_{ac} - P_b) \end{aligned} \quad (14)$$

بلوک دیاگرام مدار هیدرولیکی داخلی در شکل ۸ به نمایش در آمده است. نحوه مدل‌سازی شیر یک طرفه در بخش ۳-۴ توصیف خواهد شد. نحوه عملکرد انباره و روابط حاکم بر آن نیز در بخش ۳-۳-۱ توصیف شده است.



شکل ۸- بلوک دیاگرام مدار هیدرولیکی داخلی

۳-۳-۱- مدل انباره

انباره سیال فشرده را در خود ذخیره، ضربات سیال را میرا و برای حرکت عملگر به پمپ کمک می‌کند. انباره برای سیستم‌های هیدرولیکی در سطح وسیعی مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱]. همچنین انباره در مدار هیدرولیکی داخلی، برای جلوگیری از کاویتاسیون در خط مکش پمپ مورد استفاده قرار می‌گیرد. در صورت افزایش اختلاف فشار دو سمت شیر یک طرفه، انباره به سرعت در مدار قرار گرفته و سیال مورد نیاز را تامین می‌کند. همچنین سیال از دست رفته به علت نشستی را نیز جبران می‌کند. از میان ساختارهای

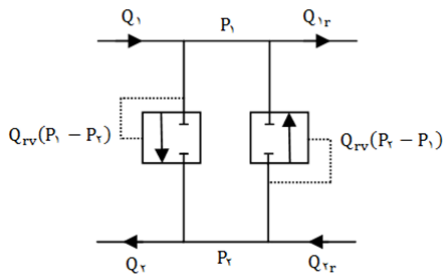
¹ Bladder Accumulator

² Polytropic Exponent

³ Lookup Table

۳-۶- مدل مدار شیر خلاصی

چنانچه در خروجی عملگر، مانعی صلب ایجاد شود یا به هر علتی مانعی در خط مکش یا دهش ایجاد شود (به عنوان مثال فیلترها اشباع شود و دریچه‌های فرعی آنها کار نکنند) فشار در خطوط مدار آنقدر بالا می‌رود تا باعث انفجار شود. برای جلوگیری از این موضوع شیرهای خلاصی در مدار تعبیه شده است تا در صورتی که اختلاف فشار بین دو خط مدار بیش از حد مجاز بالا رود، این شیرها باز شده و سیال را به خط دیگر انتقال دهند. تا بدین وسیله از آسیب به اجزای مدار جلوگیری کنند. شکل شماتیک این مدار در شکل ۱۲ به نمایش در آمده است.



شکل ۱۲- شماتیک مدار شیر خلاصی

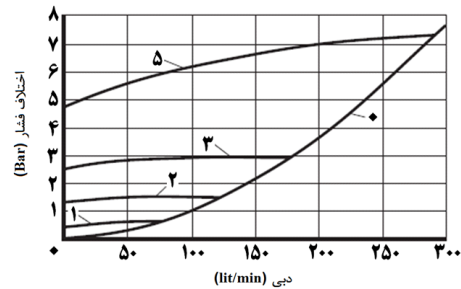
با توجه به کارکرد مدار شیر خلاصی، اگر این مدار وارد عمل شود بدین معنی که اختلاف فشار درگاه ۱ و ۲ (دو طرف عملگر هیدرولیک) از حد مجاز تجاوز کند، شیر خلاصی سمت چپ یا راست در شکل ۱۲ باز می‌شود. بر اساس اختلاف فشار ایجاد شده و با توجه به مدار شکل ۱۲ دبی از درگاه ۱ به درگاه ۲ $(Q_{rv}(P_1 - P_2))$ یا درگاه ۲ به درگاه ۱ $(Q_{rv}(P_2 - P_1))$ منتقل می‌شود. تاثیر دبی عبوری از شیر خلاصی بر دبی خط اصلی مدار در روابط ۱۶ و ۱۷ توصیف شده است.

$$Q_{1r} = Q_1 - Q_{rv}(P_1 - P_2) + Q_{rv}(P_2 - P_1) \quad (16)$$

$$Q_{2r} = Q_2 - Q_{rv}(P_1 - P_2) + Q_{rv}(P_2 - P_1) \quad (17)$$

بلوک دیاگرام مدار شیر خلاصی در شکل ۱۳ نمایش داده شده است.

ناشی از شیرهای یک طرفه نیز در بخش ۳-۸ مدل‌سازی شده است. جهت تعیین علامت اختلاف فشار دو سمت شیر یک طرفه و اختلاف فشار ایجادکننده ناشی، از بلوک تابع کد نویسی^۱ استفاده شده است.

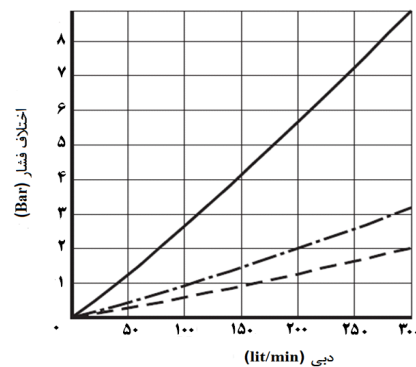


شکل ۱۰- اختلاف فشار دو طرف شیر یک طرفه بر حسب

دبی عبوری از آن [۲۵]

۳-۵- فیلتر

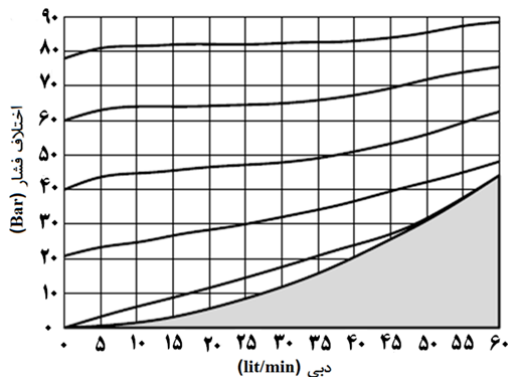
آلودگی سیال تاثیر بسیار مخربی بر کارکرد مجموعه می‌گذارد لذا فیلتر شدن سیال حتی به قیمت افت فشار، امری غیر قابل اجتناب است [۱۳]. همان‌طور که در شکل ۱ مشاهده می‌شود با استفاده از شیرهای یک‌طرفه سیال در جهت خاصی از فیلتر عبور می‌کند و به ورودی سیلندر می‌رسد. شکل ۱۱ نمودار اختلاف فشار دو طرف فیلتر بر حسب دبی عبوری از آن را نشان می‌دهد.



شکل ۱۱- اختلاف فشار دو طرف فیلتر بر حسب دبی عبوری

از آن [۲۶]

^۱ Matlab Function



شکل ۱۴- اختلاف فشار دو طرف شیر خلاصی بر حسب دبی عبوری از آن [۲۷]

بخشی از دبی وارد شده به درگاه ۱ و ۲ عملگر صرف جابجایی پیستون، مقداری به‌عنوان نشتی بین دو محفظه سیلندر و باقی‌مانده هم با توجه به اصل تراکم پذیری سیال، متراکم می‌شود. پیوستگی دبی عملگر هیدرولیک در روابط ۱۸ و ۱۹ توصیف شده است. اما برای اینکه فشار درگاه ۱ و ۲ به‌عنوان متغیرهای مورد نیاز در بخش ۳-۹ می‌باشند لذا این روابط به‌صورت روابط ۲۰ و ۲۱ بازنویسی شده‌اند.

$$Q_{1r} = A \cdot \dot{x} + L(P_1 - P_2) + \frac{V_a dp_1}{\beta_e dt} \quad (18)$$

$$Q_{2r} = A \cdot \dot{x} + L(P_1 - P_2) + \frac{V_b dp_2}{\beta_e dt} \quad (19)$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\beta_e}{V_a} [Q_{1r} - A \cdot \dot{x} - L(P_1 - P_2)] \quad (20)$$

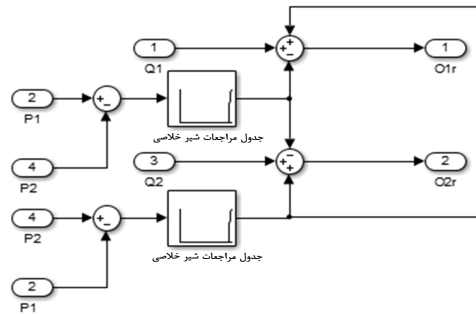
$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\beta_e}{V_b} [Q_{2r} - A \cdot \dot{x} - L(P_1 - P_2)] \quad (21)$$

V_b و V_a در بخش ۳-۲ توصیف شده‌اند.

$$P_1 = \int \frac{dp_1}{dt} \cdot dt + P_{aci} \quad (22)$$

$$P_2 = \int \frac{dp_2}{dt} \cdot dt + P_{aci} \quad (23)$$

با توجه به اینکه مدار عملگر الکتروهیدرواستاتیکی حلقه بسته می‌باشد لذا یک پیش فشار برابر با فشار اولیه انباره در مدار وجود دارد. این پیش فشار در روابط ۲۲ و ۲۳ لحاظ شده است. روابط ۱۸ تا ۲۳ در شکل ۱۵ به‌عنوان بلوک دیاگرام عملگر هیدرولیک به نمایش گذاشته شده است.



شکل ۱۳- بلوک دیاگرام شیر خلاصی

شکل ۱۴ نمودار اختلاف فشار دو طرف شیر خلاصی بر حسب دبی عبوری از آن را نشان می‌دهد. از آنجایی که این شیر، نقش یک شیر اطمینان را بازی می‌کند بیشترین اختلاف فشاری که برای باز شدن آن مورد نیاز است، ۸۰ Bar انتخاب شده است.

۳-۷- مدل عملگر هیدرولیک

در طراحی مدار هیدرولیکی، عملگر هیدرولیک اولین قطعه‌ای است که باید انتخاب شود تا پمپ و موتور بر اساس عملکرد آن انتخاب شوند. عملگرهای انتخابی در سیستم‌های الکتروهیدرواستاتیکی بهتر است متقارن باشند [۲۸]. نتیجه‌ی تقارن، عملکرد دینامیکی یک‌سان در دو طرف سیلندر، کاهش پیچیدگی مدار و افزایش ضریب اطمینان آن است. لذا سیلندر هیدرولیک دو طرف فعال و دو طرفه^۱ انتخاب شده است، البته عملگر در جهتی که پیستون به هیچ باری متصل نیست نیاز به فضای اضافه دارد و این از معایب تقارن سیلندر هیدرولیک می‌باشد [۲۹].

سیستم الکتروهیدرواستاتیکی برای تولید دبی حجمی یک‌سان از محفظه‌هایش به مدار و یا از مدار به محفظه‌هایش، نیاز به یک عملگر متقارن دارد تا بین عملگر و پمپ تعادل دبی وجود داشته باشد [۷]. از یک سمت عملگر، سیال وارد محفظه سیلندر می‌شود و در آنجا با توجه به بار روی پیستون، فشار سیال داخل محفظه افزایش می‌یابد و باعث حرکت محور پیستون می‌شود. از محفظه دیگر سیلندر سیال به سمت خط مکش پمپ هدیده می‌شود.

^۱ Double Acting Double Rod

$$P_{\text{pipe}} = 32 \times \frac{L_e}{d} \times \frac{\mu}{d} \times \frac{Q_f}{A_f} \quad (25)$$

Q_f دبی سیال و A_f سطح مقطعی است که در هر قطعه، سیال از آن عبور می‌کند. برای کلیه قطعات، برابر با سطح مقطع لوله (یعنی، 13.4 cm^2) فرض شده است. حال با توجه به رابطه ۲۵ و با در نظر گرفتن دبی Q_1 و Q_2 (رابطه ۱۴) به عنوان دبی عبوری از کلیه قطعاتی که افت فشار دارند، روابط زیر ایجاد شده است.

$$\begin{aligned} P_{\text{pipe}_a} &= Q_1 \cdot K_{\text{pipe}} \\ P_{\text{pipe}_b} &= Q_2 \cdot K_{\text{pipe}} \\ K_{\text{pipe}} &= 32 \times \frac{1}{d \cdot A} \times \frac{L_e}{d_t} \times \mu \end{aligned} \quad (26)$$

$\frac{L_e}{d_t}$ مجموع مقادیر $\frac{L_e}{d}$ برای قطعات مختلف، با در نظر گرفتن تعداد دفعات به کار رفتن آن‌ها در مدار می‌باشد. نسبت طول معادل به قطر و تعداد دفعات به کار رفتن در مدار، برای قطعاتی که افت فشار ایجاد می‌کنند، در جدول ۱ آورده شده است.

حال با مدل‌سازی افت فشار، ارتباط بین فشار دو درگاه پمپ و عملگر را، می‌توان به صورت روابط ۲۷ و ۲۸ بیان کرد.

$$P_a = P_1 + P_{\text{pipe}_a} \quad (27)$$

$$P_b = P_2 - P_{\text{pipe}_b} \quad (28)$$

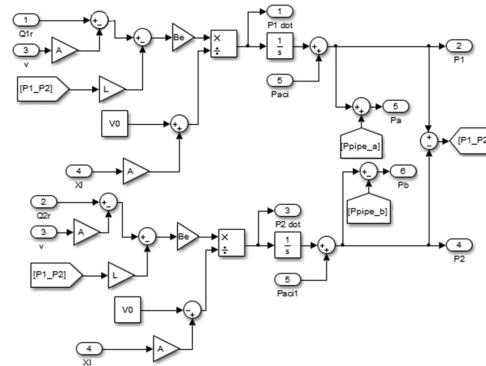
روابط افت فشار در شکل ۱۶ به عنوان بلوک دیاگرام افت فشار مدل‌سازی شده‌اند.

جدول ۱- نسبت طول معادل به قطر و تعداد دفعات به کار رفته در مدار، برای قطعاتی که افت فشار ایجاد می‌کنند [۳۰]

نام قطعه	تعداد دفعات	
	به کار رفته در	یک سمت
	مدار	به قطر
	(m/m)	(m/m)
زانویی ۹۰ درجه با شعاع ۰.۴ متر	۲	۵۰
اتصال شاخه‌ای یک به دو، نوع سخت ^۳	۲	۶۰
اتصال شاخه‌ای یک به دو، نوع نرم ^۴	۳	۲۰
شیر یک طرفه بالارو تویی	۲	۶۰۰
فیلتر	۱	۹۹۰
لوله مستقیم	-	۱۰۵

³ Hard

⁴ Soft



شکل ۱۵- بلوک دیاگرام عملگر هیدرولیک

۳-۸- مدل افت فشار

با توجه به این‌که حداکثر سرعت مطلوب عملگر الکتروهیدرواستاتیکی $20 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$ می‌باشد، حداکثر دبی عبوری از مدار عملگر، $0.5 \frac{\text{lit}}{\text{s}}$ محاسبه شده است. با در نظر گرفتن قطر اتصالات مدار و مشخصات سیال که در جدول ۲ آمده است، حداکثر سرعت و عدد رینولدز سیال به ترتیب $1.6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ و ۹۸۶ می‌شود. لذا برای مدل‌سازی افت فشار در سیستم عملگر الکتروهیدرواستاتیکی جریان در کلیه قطعات آرام^۱ در نظر گرفته شده است. افت فشار در جریان آرام به صورت رابطه ۲۴ توصیف می‌شود [۳۰].

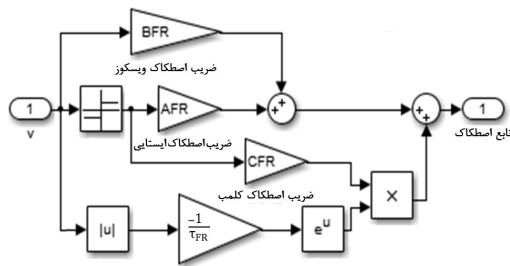
$$P_{\text{pipe}} = 32 \times \frac{L_e}{d} \times \frac{\mu}{d} \times \bar{V}_f \quad (24)$$

\bar{V}_f سرعت متوسط سیال و $\frac{L_e}{d}$ نسبت طول معادل به قطر، μ ویسکوزیته دینامیکی سیال و d قطر لوله می‌باشد. مقدار ویسکوزیته دینامیکی سیال و قطر لوله در جدول ۲ آمده است. این رابطه نشان می‌دهد افت فشار برای جریان‌های آرام با متوسط سرعت سیال و نسبت طول معادل به قطر، رابطه مستقیم دارد. لذا برای مدل‌سازی افت فشار ابتدا قطعاتی که افت فشار ایجاد می‌کنند (شامل: زانویی ۹۰ درجه، شاخه یک به دو یا برعکس^۲، شیر یک‌طرفه، فیلتر و لوله) مشخص شده‌اند. با توجه به اینکه در روابط ریاضی عملگر، دبی سیال در دسترس می‌باشد لذا برای مدل‌سازی افت فشار به جای سرعت متوسط از دبی سیال استفاده شده است، در نتیجه رابطه ۲۵، توصیف افت فشار سیال در جریان آرام می‌باشد.

¹ Laminar

² Tee Form

هم علامت با جهت حرکت پیستون باشد تا در نهایت به‌عنوان نیروی مخالف حرکت عمل کند. با توجه به همین رابطه بلوک دیاگرام اصطکاک موتور در شکل ۱۸ نمایش داده شده است.

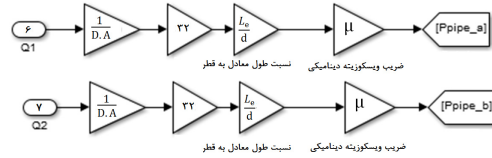


شکل ۱۸- بلوک دیاگرام اصطکاک عملگر هیدرولیک

در ارتباط با مدل ارائه شده برای اصطکاک سیلندر هیدرولیک و موتور الکتریکی لازم به توضیح است، در توسعه مدل خطی از عملگر می‌توان فقط اصطکاک ویسکوز را در موتور الکتریکی و سیلندر هیدرولیک در نظر گرفت. در موتور الکتریکی این تقریب نسبتاً واقعی است چرا که محور موتور بر روی یک بیرینگ تویی قرار دارد، این بیرینگ اصطکاک ایستایی و کلمب را حداقل می‌کند. بر خلاف موتور، به علت وجود درزبند لاستیکی در سیلندر هیدرولیک، تنها در نظر گرفتن اصطکاک خطی در سیلندر هیدرولیک بسیار محدود-کننده است [۴]. این درزبند علاوه بر اصطکاک ویسکوز، اصطکاک ایستایی و کلمب بزرگی در برابر حرکت ایجاد می‌کند. مقادیر مربوط به ضرایب اصطکاک در سیلندر هیدرولیک در جدول ۲ آمده است.

۳-۱۰- مدل کامل عملگر الکتروهیدرواستاتیکی

در بخش‌های ۳-۱ تا ۳-۹ قسمت‌های مختلف مدار عملگر الکتروهیدرواستاتیکی مدل‌سازی و بلوک دیاگرام هر قسمت تولید شد. آنچه این مدل‌سازی را متفاوت می‌کند مدل‌سازی تابع اصطکاک دقیق موتور و سیلندر، مدل‌سازی مدار هیدرولیکی داخلی، مدل‌سازی افت فشار به‌عنوان تابعی از دبی عبوری سیال و مدل‌سازی مدار شیر خلاصی است. همان‌طور که در بخش ۱ توضیح داده شد در هیچ‌کدام از مدل‌سازی‌های صورت گرفته از عملگر الکتروهیدرواستاتیکی



شکل ۱۶- بلوک دیاگرام محاسبه افت فشار

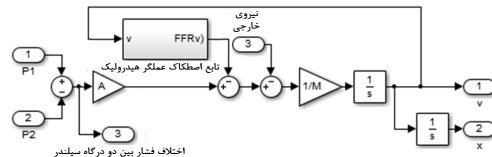
۳-۹- مدل سیلندر هیدرولیک و بار

اختلاف فشار ایجاد شده در دو طرف سیلندر هیدرولیک پتانسیل تولید نیرو و ایجاد حرکت شتاب‌دار در پیستون را دارد ولی اصطکاک ناشی از درزبند لاستیکی بین سیلندر و پیستون و هم‌چنین نیروی خارجی که به پیستون وارد می‌شود تا حدی از این می‌کاهد. توازن این نیروها بر اساس قانون دوم نیوتن در رابطه ۲۹ بیان شده است رابطه ۳۰ نیز موقعیت پیستون را بیان می‌کند. موقعیت پیستون از وسط سیلندر یعنی در مکانی که حجم دو محفظه سیلندر یکسان است، سنجیده می‌شود.

$$\dot{V} = \frac{1}{M} \cdot (A \cdot (P_1 - P_2) - F_{FR}(V) - F_{ext}) \quad (29)$$

$$\dot{x} = V \quad (30)$$

بلوک دیاگرام سیلندر هیدرولیک و جرم $M (20gK)$ متصل به پیستون در شکل ۱۷ نشان داده شده است.

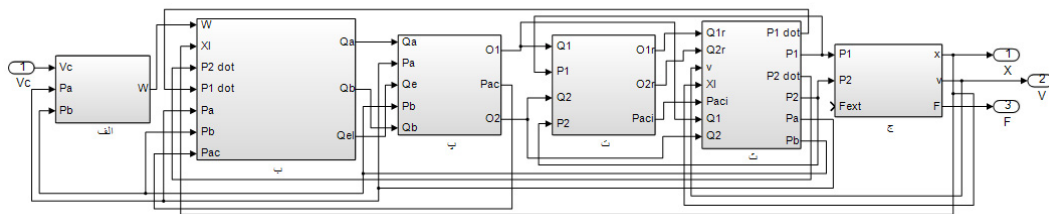


شکل ۱۷- بلوک دیاگرام سیلندر هیدرولیک و بار

$F_{FR}(V)$ تابع اصطکاک سیلندر می‌باشد که نمای کلی آن در شکل ۲ نمایش داده شد و در رابطه ۳۱ نیز توصیف شده است.

$$F_{FR}(V) = A_{FR} \cdot \text{sign}(V) + B_{FR} \cdot V + C_{FR} \cdot \text{sign}(V) \cdot e^{\frac{-|V|}{T_{FR}}} \quad (31)$$

A_{FR} ضریب مربوط به اصطکاک ایستایی، B_{FR} ضریب مربوط به اصطکاک ویسکوز، C_{FR} ضریب مربوط به اصطکاک کلمب و T_{FR} ضریب نمایی اصطکاک کلمب می‌باشد، $\text{sign}(V)$ علامت اصطکاک را به‌گونه‌ای تامین می‌کند که این ضرایب



شکل ۱۹- بلوک دیاگرام عملگر الکتروهیدرواستاتیکی. به ترتیب از چپ الف) پمپ و موتور ب) پیوستگی دبی پمپ پ) مدار هیدرولیکی داخلی ت) مدار شیر خلاصی ث) پیوستگی دبی عملگر هیدرولیک ج) سیلندر هیدرولیک و بار

۴- بررسی تاثیر عدم مدل‌سازی عوامل موثر در عملکرد عملگر

همان‌طور که در بخش ۳-۱۰ توضیح داده شد در مدل‌سازی حاضر، تابع دقیق اصطکاک (شامل اصطکاک ایستایی، کلمب و ویسکوز) در موتور و عملگر هیدرولیک، افت فشار داخل مدار به عنوان تابعی از دبی عبوری سیال، مدار هیدرولیکی داخلی و همچنین مدار شیر خلاصی مدل‌سازی شده است. در بخش‌های ۴-۱ تا ۴-۳ با حذف هر کدام از عوامل موثر در عملکرد عملگر در محیط شبیه‌سازی، تاثیر عدم مدل‌سازی افت فشار، اصطکاک غیر خطی و مدار هیدرولیکی داخلی در عملکرد عملگر الکتروهیدرواستاتیکی شرح داده شده است.

۴-۱- تاثیر عدم مدل‌سازی افت فشار بین درگاه پمپ و عملگر هیدرولیک

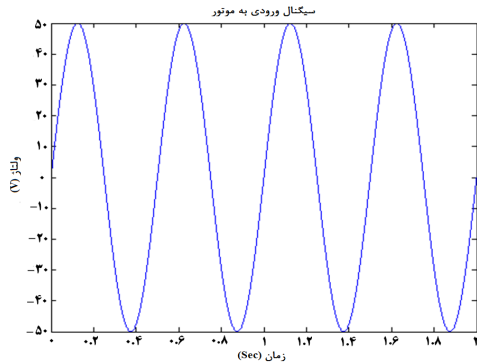
جهت مشاهده اثر افت فشار، ولتاژ سینوسی با دامنه‌ی ۵۰ V و فرکانس ۲ Hz (شکل ۲۰) به موتور اعمال شده است. اختلاف فشار بین دو درگاه سیلندر (شکل ۲۱) و نیروی وارده به جرم ۲۰ Kg متصل به پیستون (شکل ۲۲)، برای مدل‌سازی کامل و مدل‌سازی بدون در نظر گرفتن افت فشار اندازه‌گیری شده است.

همان‌طور که از نمودار شکل‌های ۲۱ و ۲۲ مشخص است اختلاف دو درگاه سیلندر و نیروی وارده به جرم ۲۰ Kg متصل به عملگر در حالتی که افت فشار در نظر گرفته نشود به شدت افزایش می‌یابد. از آنجایی که در واقعیت این افت

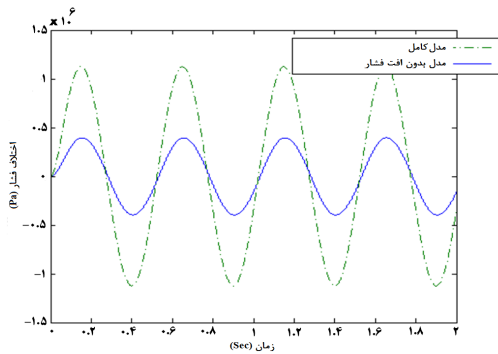
کلیه‌ی موارد فوق به طور هم‌زمان مدل‌سازی نشده‌اند. علاوه بر این‌ها در سایر مدل‌سازی‌ها همواره از افت فشار صرف نظر شده و یا افت فشار به‌عنوان یک پارامتر ثابت در نظر گرفته شده است، به این معنی که در هر دو لحظه‌ی شروع حرکت با حداقل دبی و حداکثر سرعت با حداکثر دبی، یک مقدار ثابت برای افت فشار لحاظ شده است که این با توجه به رابطه‌ی ۲۵ غیر واقعی است. اما در این نوشتار افت فشار به‌عنوان تابع دقیقی از دبی مدل‌سازی شده است.

با در اختیار داشتن بلوک دیاگرام کلیه قسمت‌های عملگر الکتروهیدرواستاتیکی و با توجه به ورودی و خروجی هر بلوک دیاگرام، قسمت‌های مختلف در کنار هم قرار داده و به هم متصل شده‌اند. حال مدل کامل عملگر الکتروهیدرواستاتیکی در شکل ۱۹ به نمایش درآمده است.

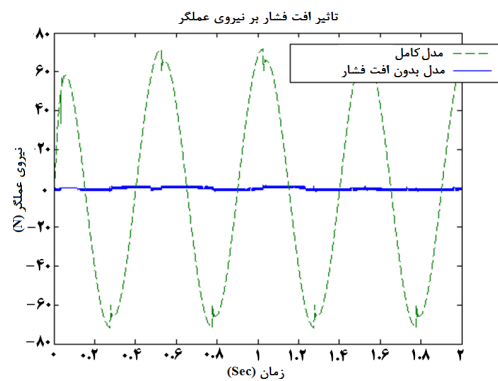
الف، بلوک دیاگرام مدل‌سازی موتور به‌همراه تابع دقیق اصطکاک (شامل اصطکاک ایستایی، کلمب و ویسکوز) بین محور و بیرینگ موتور، ب، بلوک دیاگرام معادله‌ی پیوستگی دبی پمپ با در نظر گرفتن نشتی خارجی و داخلی آن، پ، بلوک دیاگرام مدل مدار هیدرولیکی داخلی شامل انباره و شیرهای یک‌طرفه، ت، بلوک دیاگرام مدل مدار شیر خلاصی، ث، بلوک دیاگرام معادله‌ی پیوستگی دبی عملگر هیدرولیک با در نظر گرفتن افت فشار متغیر با دبی، ج، بلوک دیاگرام مدل سیلندر هیدرولیک و بار بر اساس قانون دوم نیوتن و با در نظر گرفتن نیروی خارجی و تابع دقیق اصطکاک (شامل اصطکاک ایستایی، کلمب و ویسکوز) بین درزبندها و بدنه سیلندر و پیستون، می‌باشند.



شکل ۲۰- ولتاژ سینوسی ورودی به موتور با دامنه‌ی ۵۰ V و فرکانس ۲ Hz جهت مشاهده تاثیر افت فشار بین درگاه پمپ و عملگر هیدرولیک



شکل ۲۱- تاثیر افت فشار بین درگاه پمپ و عملگر هیدرولیک بر اختلاف فشار دو درگاه سیلندر در پاسخ به ورودی سینوسی با دامنه‌ی ۵۰ V و فرکانس ۲ Hz



شکل ۲۲- تاثیر افت فشار بین درگاه پمپ و عملگر هیدرولیک بر نیروی وارده به جرم ۲۰ Kg متصل به عملگر در پاسخ به ورودی سینوسی با دامنه‌ی ۵۰ V و فرکانس ۲ Hz

فشار وجود دارد، مدل‌سازی افت فشار اجتناب ناپذیر است، لذا افت فشار در این نوشتار مدل‌سازی شده است.

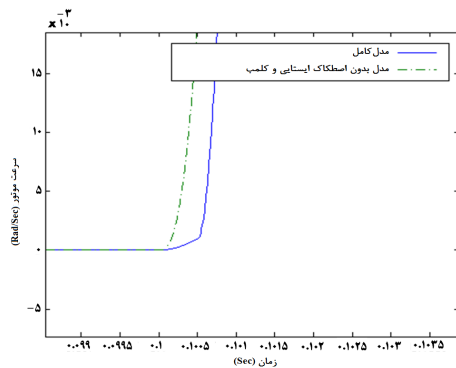
جدول ۲- پارامترهای قطعات مختلف عملگر الکتروهیدرواستاتیکی

مقدار	واحد	نماد	نام
۱.۵	Ω	R	مقاومت موتور
۲.۵×10^{-۲}	H	L_m	ضریب سلفی موتور
۱.۲۴	$\frac{N.m}{A}$	K_c	بهره گشتاور-جریان موتور
۵.۱×10^{-۳}	$Kg.m^2$	J_{pm}	اینرسی دورانی موتور و پمپ
۰.۲	$\frac{V}{rad}$	K_w	ضریب ثابت برگشتی
۱.۳۵×10^{-۳}	$\frac{N.m.S}{rad}$	B_{FM}	ضریب اصطکاک ویسکوز موتور
۸×10^{-۱}	N.m	A_{FM}	ضریب اصطکاک ایستایی موتور
۸×10^{-۲}	N.m	C_{FM}	ضریب اصطکاک کلمب موتور
۳.۳۶×10^{-۶}	$\frac{m^3}{rad}$	D	جابجایی حجمی
۰.۰۲	m	d	قطر لوله متصل کننده قطعات مدار
۱×10^{-۱۳}	$\frac{m^3}{Pa.S}$	ξ	ضریب نشتی داخلی پمپ
۱.۶×10^{-۱۲}	$\frac{Pa.S}{m^3}$	C_{ep}	ضریب نشتی خارجی پمپ
۲.۷۶×10^{-۲}	$\frac{N.S}{m^2}$	μ	ضریب ویسکوزیته دینامیکی روغن
۸۵۱	$\frac{Kg}{m^3}$	ρ	چگالی روغن
۶.۵×10^8	Pa	β_e	مدول بالک سیال
۹×10^4	Pa	P_{aci}	فشار اولیه انباره
۱×10^{-۱۲}	m^3	V_{gasi}	حجم اولیه گاز داخل انباره
۲.۵×10^{-۳}	m^2	A	سطح مقطع پیستون
۲.۵×10^{-۴}	m^3	V_0	مجموع حجم لوله و نصف حجم محفظه عملگر در یک سمت مدار
۹۱۸۶	$\frac{N.S}{rad}$	B_{FR}	ضریب اصطکاک ویسکوز بین سیلندر و پیستون
۸۵۴	N	A_{FR}	ضریب اصطکاک ایستایی بین سیلندر و پیستون
۲۱۳	N	C_{FR}	ضریب اصطکاک کلمب بین سیلندر و پیستون
۲۰	Kg	M	مجموع جرم پیستون و بار متصل به پیستون

مشاهده کرد. نمودار شکل ۲۶ نشان می‌دهد که در مدل کامل، نمودار سرعت موتور برای غلبه بر اصطکاک اولیه موتور دارای یک فراجهش است اما در مدل ناقص به علت عدم مدل‌سازی اصطکاک غیرخطی، این فراجهش وجود ندارد. همچنین در نمودار شکل ۲۷ نمایان است که سطح اختلاف فشار بین دو درگاه سیلندر در مدل کامل بسیار بالاتر از سطح اختلاف فشار در مدل ناقص است. بالاتر بودن سطح اختلاف فشار به علت غلبه بر نیروی اصطکاک بیشتری است که در مدل کامل وجود دارد. اختلاف فشار بین دو درگاه سیلندر در مدل کامل، برای غلبه بر نیروی اصطکاک غیر خطی، فراجهشی دارد که این فراجهش در مدل ناقص دیده نمی‌شود. لازم به توضیح است این فراجهش در واقعیت نیز وجود دارد [۶].

۳-۴- تأثیر مدار هیدرولیکی داخلی

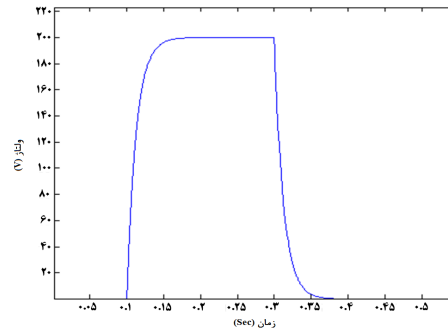
جهت مشاهده اثر مدار هیدرولیکی داخلی، سیگنال ولتاژ ورودی پله با اندازه‌ی ۵۰ V و زمان آغاز ۰.۳ S (شکل ۲۸)، به موتور اعمال شده است. موقعیت مکانی پیستون (شکل ۲۹) و تفاوت موقعیت مکانی پیستون (شکل ۳۰)، اختلاف فشار بین دو درگاه سیلندر (شکل ۳۱) و نیروی وارده به جرم ۲۰۰ Kg متصل به عملگر (شکل ۳۲)، برای مدل‌سازی کامل و مدل‌سازی بدون در نظر گرفتن اصطکاک غیر خطی (مدل ناقص) اندازه‌گیری شده است.



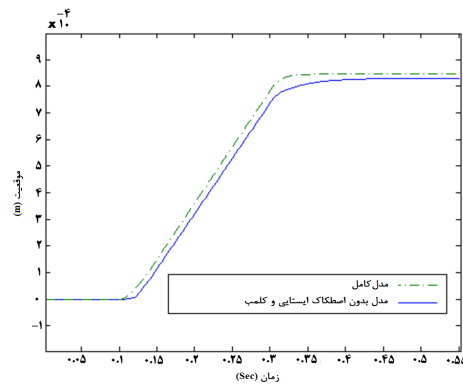
شکل ۲۵- تأثیر اصطکاک غیر خطی ایستایی و کلمب بر به تاخیر افتادن زمان شروع دوران محور موتور در پاسخ به ورودی پالس نرم با اندازه‌ی ۵۰ V، زمان آغاز ۰.۱ s و زمان پایان ۰.۳ s

۲-۴- تأثیر اصطکاک غیر خطی ایستایی و کلمب

جهت مشاهده اثر اصطکاک غیر خطی ایستایی و کلمب، سیگنال ولتاژ پالس نرم با اندازه‌ی ۷۰ V و زمان آغاز ۰.۱ s و زمان پایان ۰.۳ s (شکل ۲۳)، به موتور اعمال شده است.

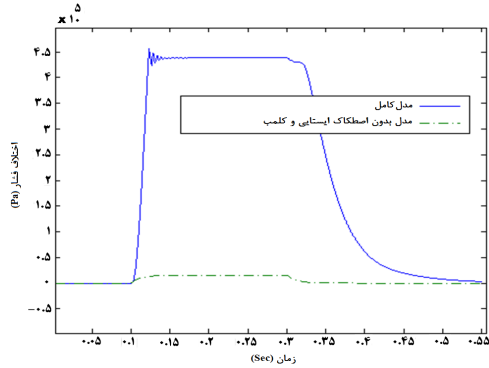


شکل ۲۳- ولتاژ ورودی پالس نرم به موتور با اندازه‌ی ۵۰ V، زمان آغاز ۰.۱ s و زمان پایان ۰.۳ s جهت مشاهده تأثیر اصطکاک غیر خطی ایستایی و کلمب

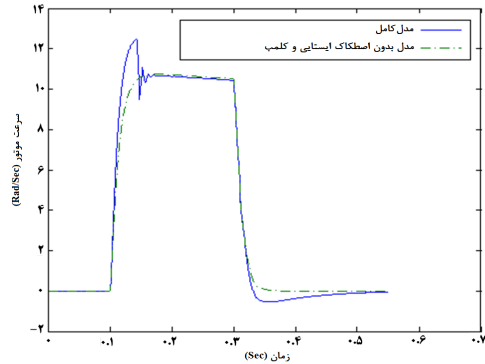


شکل ۲۴- تأثیر اصطکاک غیر خطی ایستایی و کلمب بر به تاخیر افتادن زمان شروع حرکت پیستون در پاسخ به ورودی پالس نرم با اندازه‌ی ۵۰ V، زمان آغاز ۰.۱ s و زمان پایان ۰.۳ s

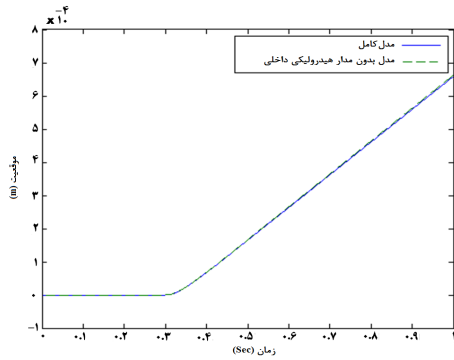
با توجه به نمودار شکل ۲۳، لحظه‌ی اعمال ولتاژ در زمان ۰/۱ ثانیه می‌باشد. در نمودار شکل ۲۴ مشخص است که با مدل‌سازی اصطکاک خطی ویسکوز در هر دو حالت مدل‌سازی کامل و ناقص، پیستون دیرتر از زمان اعمال ولتاژ (در زمان ۰/۱ ثانیه) شروع به حرکت می‌کند. اما به علت غلبه‌ی پیستون بر اصطکاک اولیه این زمان در مدل کامل، دیرتر از مدل ناقص می‌باشد. در شکل ۲۵ می‌توان تأثیر اصطکاک غیر خطی در موتور را با به تاخیر افتادن زمان دوران محور موتور



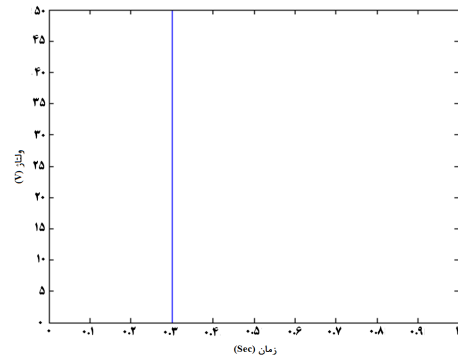
شکل ۲۷- تاثیر اصطکاک غیرخطی ایستایی و کلمب بر اختلاف فشار دو درگاه سیلندر در پاسخ به ورودی پالس نرم با اندازه‌ی اندازه‌ی ۵۰ V، زمان آغاز ۰.۱ s و زمان پایان ۰.۳ s



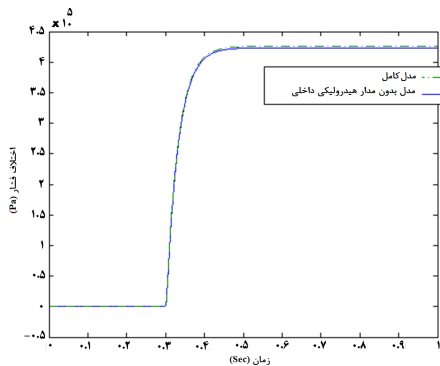
شکل ۲۶- تاثیر اصطکاک غیرخطی ایستایی و کلمب در ایجاد فرجهش در سرعت دورانی موتور در پاسخ به ورودی پالس نرم با اندازه‌ی ۵۰ V، زمان آغاز ۰.۱ s و زمان پایان ۰.۳ s



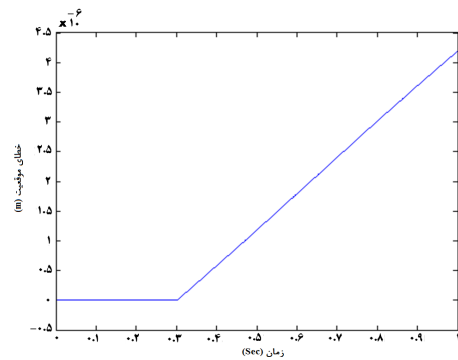
شکل ۲۹- تاثیر مدار هیدرولیکی داخلی بر موقعیت عملگر در پاسخ به ورودی پله با اندازه‌ی ۵۰ V و زمان آغاز ۰.۳ s



شکل ۲۸- ولتاژ پله ورودی به موتور با اندازه‌ی ۵۰ V و زمان آغاز ۰.۳ s جهت مشاهده تاثیر مدار هیدرولیکی داخلی



شکل ۳۱- تاثیر مدار هیدرولیکی داخلی بر اختلاف فشار بین دو درگاه سیلندر در پاسخ به ورودی پله با اندازه‌ی ۵۰ V و زمان آغاز ۰.۳ s



شکل ۳۰- تفاوت موقعیت مکانی پیستون در مدل کامل و مدل بدون مدار هیدرولیکی داخلی در پاسخ به ورودی پله با اندازه‌ی ۵۰ V و زمان آغاز ۰.۳ s

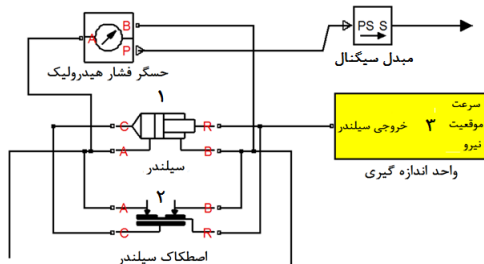
۵- مدل‌سازی عملگر الکتروهیدرواستاتیکی در

نرم افزار Sim Hydraulic

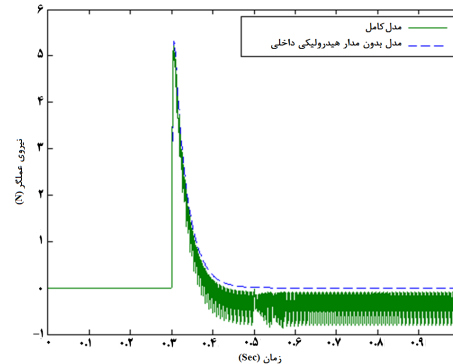
همان‌طور که در بخش ۲ اشاره شد یکی از روش‌های مدل سازی، ترتیبی چندگانه است. یکی از ابزارهای کاربردی در مدل‌سازی با این روش، جعبه ابزار سیم هیدرولیک در نرم افزار متلب می‌باشد. برای مثال جهت ارزیابی مدل دینامیکی سیستم انتقال قدرت باد به ژنراتور از این جعبه ابزار استفاده شده است [۱۹]. در این نوشتار با کمک نرم افزار متلب و جعبه ابزار سیم هیدرولیک عملگر الکتروهیدرواستاتیکی مدل‌سازی شده است. مدل‌سازی در سیم هیدرولیک را می‌توان به پنج بخش عمده تقسیم کرد. (۱) عملگر نهایی، (۲) انتقال سیال و افت فشار ناشی از آن، (۳) پمپ و نشتی آن، (۴) مدار هیدرولیکی داخلی شامل انباره، (۵) موتور و کنترل کننده‌ی آن. هر یک از این بخش‌ها در قسمت‌های ۵-۱ تا ۵-۵ شبیه سازی شده‌اند.

۵-۱- عملگر نهایی

اجزا مورد استفاده در این بخش شامل سیلندر هیدرولیک دو جهته (شکل ۳۳ - شماره ۱)، اصطکاک سیلندر (شکل ۳۳ - شماره ۲) و حسگرهای اندازه‌گیری سرعت، موقعیت و نیرو (شکل ۳۳ - شماره ۳) است. پارامترهای تنظیم شده‌ی اجزا بر اساس قطعات انتخاب شده در طراحی جای گذاری شده‌اند.

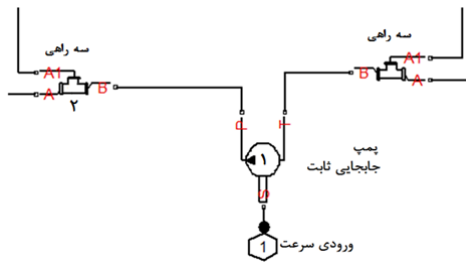


شکل ۳۳- شماتیک بخش عملگر نهایی شامل سیلندر هیدرولیک (۱)، اصطکاک سیلندر (۲) و حسگرهای اندازه‌گیری موقعیت، سرعت و نیرو (۳)

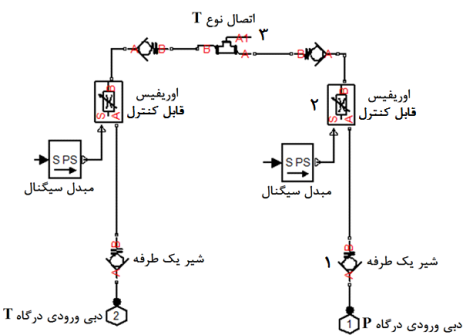


شکل ۳۲- تاثیر مدار هیدرولیکی داخلی بر نیروی وارده به جرم ۲۰۰ کیلوگرم متصل به عملگر در پاسخ به ورودی پله با اندازه‌ی ۵۰۷ و زمان آغاز s ۰.۳

همان‌طور که از نمودار شکل ۲۹ مشاهده می‌شود مدار هیدرولیکی داخلی تأثیری چندانی بر اندازه موقعیت عملگر ندارد به طوری که طبق نمودار شکل ۳۰ خطای موقعیت عملگر در مدل‌سازی کامل و ناقص کمتر از ۰.۵ درصد می‌باشد. در نمودار شکل ۳۱ اختلاف فشار بین دو درگاه سیلندر به نشان در آمده است از روی این نمودار مشخص است اختلاف فشار بین دو درگاه سیلندر برای مدل‌سازی کامل و ناقص تقریباً بر روی هم قرار گرفته است. اما تأثیر مدل‌سازی مدار هیدرولیکی داخلی را می‌توان در نمودار شکل ۳۲ مشاهده کرد. این نمودار نیروی وارده به جرم Kg ۲۰۰ متصل به عملگر را نشان می‌دهد. با توجه به این که مدار هیدرولیکی داخلی نشتی مدار را جبران و ضربات سیال را دمپ می‌کند این نمودار نشان می‌دهد در حالتی که مدار هیدرولیکی داخلی به مدار اضافه شده نوسان نیرو حذف شده است و نیروی با طی یک مسیر نرم از حالت حداکثر به مقدار صفر می‌رسد. با ثابت شدن ولتاژ موتور و با دمپ ضربات ناشی از نشتی توسط مدار هیدرولیکی داخلی تعادل نیرویی بین اختلاف فشار دو درگاه عملگر و نیروی اصطکاک ایجاد می‌گردد. که این امر نیز موجب صفر شدن نیرو می‌شود. اما در حالتی که این مدار وجود ندارد نوسانات ناشی از نشتی اجازه‌ی برقراری تعادل نیرویی را نمی‌دهد و نیرو مدام نوسان می‌کند.



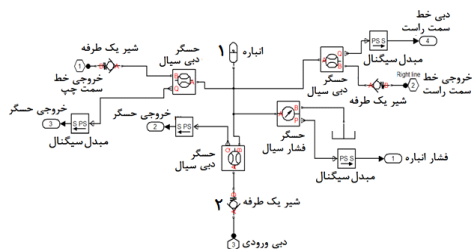
شکل ۳۵- شماتیک بخش پمپ و نشتی آن شامل پمپ جابجایی ثابت (۱) و سه راهی (۲)



شکل ۳۶- شماتیک بخش پمپ و نشتی آن شامل شیر یک طرفه (۱) و اوریفیس قابل کنترل (۲) و مسیر سیال به سمت انباره

۵-۴- مدار هیدرولیکی داخلی

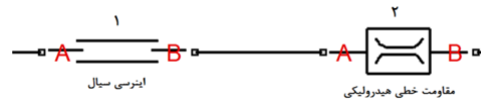
مدار هیدرولیکی داخلی شامل انباره (شکل ۳۷ - شماره ۱) و شیرهای یک‌طرفه (شکل ۳۷ - شماره ۲) است. نشتی خارجی پمپ به‌عنوان سیال ورودی این مدار و سیال خارج شده از انباره به‌عنوان سیال خروجی این مدار، در نظر گرفته شده است.



شکل ۳۷- شماتیک مدار داخلی شامل انباره (۱) و شیر یک طرفه (۲)

۵-۲- انتقال سیال و افت فشار

در این قسمت از دو المان اینرسی سیال^۱ (شکل ۳۴- شماره ۱) و مقاومت خطی هیدرولیکی^۲ (شکل ۳۴- شماره ۲) استفاده شده است که در المان اینرسی سیال طول لوله‌ها وارد می‌شود و در المان مقاومت خطی هیدرولیکی طول معادل برای اجزا بکار رفته در مسیر انتقال سیال جای‌گذاری شده است.



شکل ۳۴- شماتیک بخش انتقال سیال و افت فشار شامل اینرسی سیال (۱) و مقاومت خطی هیدرولیکی (۲)

۵-۳- پمپ و نشتی آن

از آن‌جایی که المان پمپ جابجایی ثابت (شکل ۳۵- شماره ۱) در جعبه ابزار سیم هیدرولیک فاقد خط نشتی است لذا با توجه به روابط نشتی خارجی که در رابطه ۹ و ۱۰ به آن اشاره شد، مداری معادل جایگزین شده است. در این مدار پمپ جابجایی ثابت نقش تولید‌کننده‌ی دبی را بر عهده دارد. برای ایجاد نشتی در سیستم، روی خطوط متصل به دو طرف پمپ شاخه‌های یک به دو (شکل ۳۵- شماره ۲) نصب شده‌اند و در راه فرعی یک شیر یک‌طرفه (شکل ۳۶- شماره ۱) و اوریفیس قابل کنترل^۳ (شکل ۳۶- شماره ۲) نصب شده است. شیرهای یک‌طرفه به این منظور تعبیه شده‌اند تا تنها وقتی سیال در خط دمیده می‌شود مقداری سیال متناسب با رابطه‌ی نشتی از سیال دمیده شده کم شود. اوریفیس قابل کنترل نیز برای کنترل میزان دبی کم شده از خط اصلی در مدار تعبیه شده است. بعد از کم شدن مقدار نشتی معلوم از خط دهش، سیال اصلی راه خود را به سمت سیلندر ادامه می‌دهد و سیال نشتی به سمت مدار هیدرولیکی داخلی و انباره هدایت می‌شود (شکل ۳۶- شماره ۳). برای کنترل حرکت اوریفیس یک کنترل‌کننده‌ی PI استفاده شده تا مقدار مرجع را متناسب با روابط ۹ و ۱۰ از خود عبور دهد.

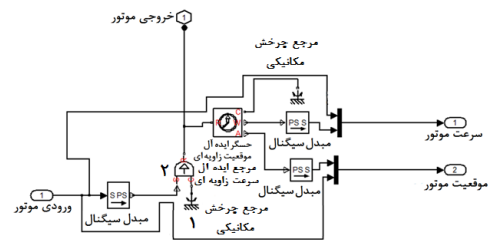
¹ Fluid Inertia

² Linear Hydraulic Resistance

³ Variable Orifice

۵-۵- موتور

موتور مورد استفاده در این بخش همان موتوری است که در بخش ۳-۱ مورد استفاده قرار گرفت. کنترل ولتاژ روی این موتور انجام می‌شود ولی با توجه به ضوابط حاکم بر جعبه ابزار سیم هیدرولیک از المان‌های مرجع چرخش مکانیکی^۱ (شکل ۳۸- شماره ۱) و مرجع ایده‌آل سرعت زاویه‌ای^۲ (شکل ۳۸- شماره ۲) در کنار موتور، استفاده شده است.

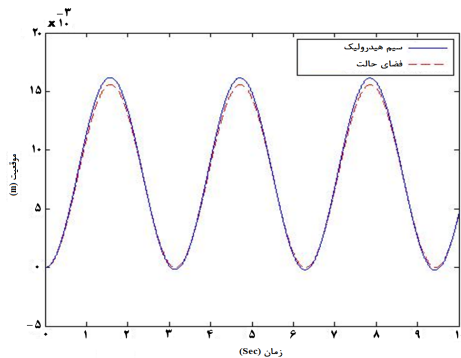


شکل ۳۸- شماتیک بخش موتور شامل مرجع چرخش مکانیکی (۱) و مرجع ایده‌آل سرعت زاویه‌ای (۲)

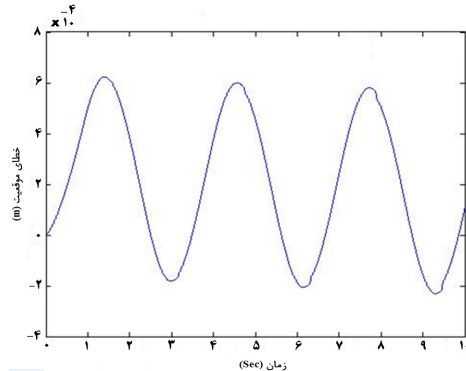
در مدل‌سازی با استفاده از نرم‌افزار سیم هیدرولیک، روابط حاکم بر برخی اجزا و روش‌های حل عددی برای رسیدن به نتایج، کمی متفاوت از مدل‌سازی در بخش ۳ می‌باشد. لذا گرفتن نتایج هر چند مشابه با مدل‌سازی انجام شده در بخش ۳ قابل قبول است.

۶- مقایسه مدل‌سازی عملگر الکتروهیدرواستاتیکی با مدل‌سازی آن در نرم افزار Hydraulic Sim

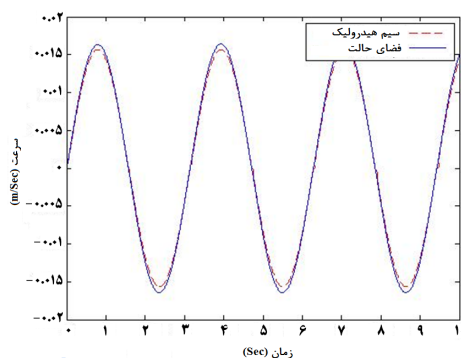
شکل‌های ۳۹ تا ۴۲ مقایسه‌ی دو مدل‌سازی به ورودی سینوسی با حداکثر مقدار ۱۰۰ V و فرکانس ۲ Hz می‌باشد. شکل‌های ۳۹ و ۴۰ موقعیت مکانی پیستون و تفاوت بین موقعیت مکانی پیستون را برای دو مدل‌سازی نشان می‌دهند. همان‌طور که در انتهای بخش ۵ اشاره شد به علت تفاوت در روابط حاکم بر اجزا و همچنین روش‌های متفاوت در حل آنها، مقدار تفاوت ۰.۴٪ معقول به نظر می‌رسد.



شکل ۳۹- موقعیت مکانی پیستون در پاسخ به ورودی سینوسی با دامنه‌ی ۱۰۰ V و فرکانس ۲ Hz برای مدل‌سازی سیم هیدرولیک و فرم فضای حالت



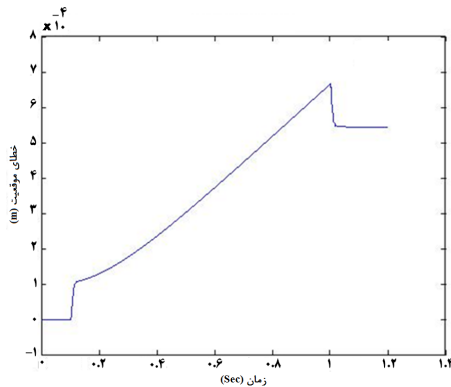
شکل ۴۰- تفاوت موقعیت مکانی پیستون در پاسخ به ورودی سینوسی با دامنه‌ی ۱۰۰ V و فرکانس ۲ Hz برای مدل‌سازی سیم هیدرولیک و فرم فضای حالت



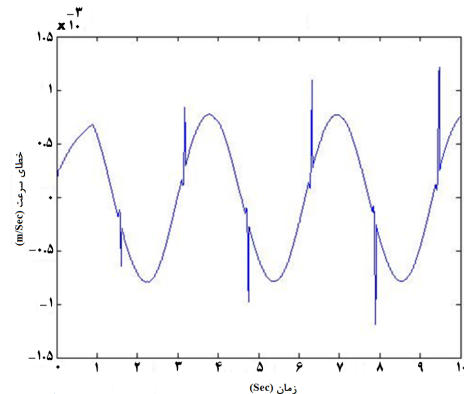
شکل ۴۱- سرعت پیستون در پاسخ به ورودی سینوسی با دامنه‌ی ۱۰۰ V و فرکانس ۲ Hz برای مدل‌سازی سیم هیدرولیک و فرم فضای حالت

¹ Mechanical Rotational Reference

² Ideal Angular Velocity Source



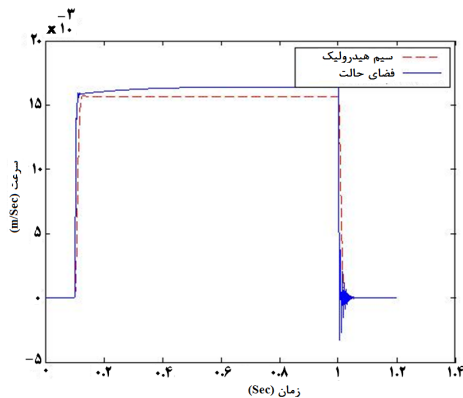
شکل ۴۴- تفاوت موقعیت مکانی پیستون در پاسخ به ورودی پالس با اندازه ۱۰۰ V، زمان آغاز ۰.۱ s و زمان پایان ۱ s برای مدل‌سازی سیم هیدرولیک و فرم فضای حالت



شکل ۴۲- تفاوت سرعت پیستون در پاسخ به ورودی سینوسی با دامنه ۱۰۰ V و فرکانس ۲ Hz برای مدل‌سازی سیم هیدرولیک و فرم فضای حالت

شکل ۴۳ و ۴۴ موقعیت مکانی پیستون و تفاوت بین موقعیت مکانی پیستون را برای دو مدل‌سازی نشان می‌دهد. تفاوت موقعیت مکانی پیستون در دو مدل‌سازی به‌طور لحظه‌ای با اعمال ورودی ولتاژ پالس به موتور شروع می‌شود.

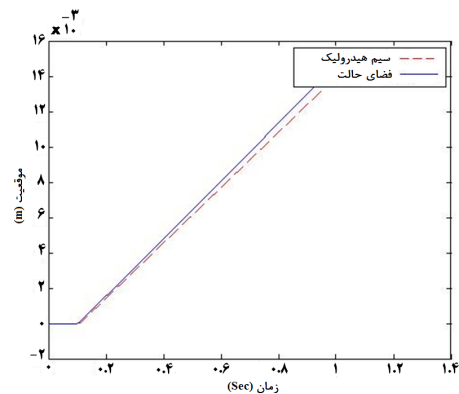
شکل‌های ۴۱ و ۴۲ سرعت پیستون و تفاوت بین سرعت پیستون را برای دو مدل‌سازی نشان می‌دهند. با توجه به این دو شکل می‌توان گفت تفاوت در موقعیت مکانی ناشی از تفاوت حدود ۰.۴٪ در میزان سرعت است. به‌طوری‌که این تفاوت سرعت، در طول زمان افزایش اختلاف موقعیت مکانی برای دو مدل‌سازی را موجب شده است.



شکل ۴۵- سرعت پیستون در پاسخ به ورودی پالس با اندازه ۱۰۰ V، زمان آغاز ۰.۱ s و زمان پایان ۱ s برای مدل‌سازی سیم هیدرولیک و فرم فضای حالت

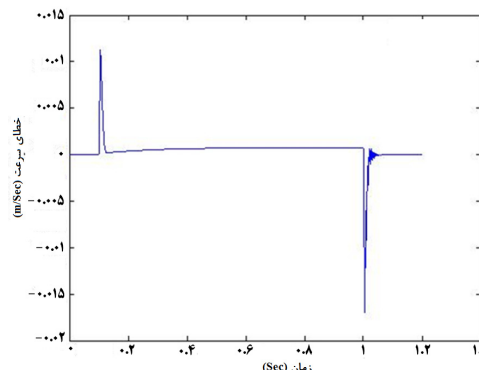
با توجه به تفاوت تقریباً ثابت سرعت پیستون در دو مدل‌سازی (شکل ۴۶)، مشاهده می‌شود که تفاوت بین موقعیت مکانی نیز به‌صورت خطی افزایش می‌یابد (شکل ۴۴).

شکل‌های ۴۳ و ۴۵ مقایسه‌ی موقعیت مکانی پیستون و سرعت پیستون برای دو مدل‌سازی به ورودی پالس با حداکثر مقدار ۱۰۰ V می‌باشد. زمان آغاز پالس ۰.۱ s و زمان پایان آن ۱ s است.



شکل ۴۳- موقعیت مکانی پیستون در پاسخ به ورودی پالس با اندازه ۱۰۰ V، زمان آغاز ۰.۱ s و زمان پایان ۱ s برای مدل‌سازی سیم هیدرولیک و فرم فضای حالت

- [4] Habibi SR, Roach J, Luecke G (2008) Inner-Loop Control for Electro-Mechanical Flight Actuation Systems. *J Dyn Syst-T ASME* 130: 1–13.
- [5] Moog Inc (2013) High Performance Electromechanical Servo actuation using Brushless DC Motors. [Online], Available (2012/10/1): http://www.moog.com/literature/Space_Defense/Technical_Bulletins/Technical_Bulletion_150.pdf, 1984.
- [6] Belloli D, Previdi F, Savaresi SM, Cologni A, Zappella M (2010) Modeling and Identification of an Electro-Hydrostatic Actuator. 5th IFAC: 620–625.
- [7] Kang R, Jiao Z, Wu S, Shang Y, Mare JC (2008) The Nonlinear Accuracy Model of Electro-Hydrostatic Actuator. *RAM*: 107–111.
- [8] Frischemeier S (1997) Electro-hydrostatic Actuators for Aircraft Primary Flight Control Types Modeling and Evaluation. 5th SICFP.
- [9] 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.
- [10] Xinjie J, Shengjin L (2009) Design of the fuzzy-PID controller for new vehicle active suspension with electro-hydrostatic actuator. *ICIEA*: 3724–3727.
- [11] Habibi SR, Burton R, Sampson E (2006) High Precision Hydrostatic Actuation Systems for Micro and Nano manipulation of Heavy Loads. *T ASME* 128(4): 778–787.
- [12] Park MG, Park SH, Kim JS, Lee HG (2006) Modeling and control and electro hydrostatic actuator systems. *ICCAS-SICE*: 3003–3008.
- [13] Kevin McCullough (2011) Design and Characterization of a Dual Electro Hydrostatic Actuator. Ph.D. thesis.
- [14] Seo SI, Shin J M, Kim HM, Kim JS (2010) Adaptive position control scheme with neural networks for electro-hydrostatic actuator systems. *ICMA*: 501–506.
- [15] Zhang Q, Li B (2011) Feedback linearization PID control for electro-hydrostatic actuator. 2th *AIMSEC*: 358–361.
- [16] The free encyclopedia (2013) Mathematical model. [Online] Available: http://en.wikipedia.org/wiki/Mathematical_model
- [17] Whitley CR, Towers GK., Wheeler P, Clare J, Bradley K, Apap M, Empringham L (2003) A matrix converter based electro-hydrostatic actuator. *Matrix Converters* 6: 1–5.
- [18] LI K, Wang S (2010) Multidisciplinary modeling method and simulation for Electro-Hydrostatic Actuator. 5th *ICIEA*: 544–548.



شکل ۴۶- تفاوت سرعت پیستون در پاسخ به ورودی پالس با اندازه‌ی ۱۰۰ V، زمان آغاز ۰.۱ s و زمان پایان ۱ s برای مدل سازی سیم هیدرولیک و فرم فضای حالت

۷- نتیجه‌گیری

در این نوشتار مدلی کامل از عملگر الکتروهیدرواستاتیکی ارائه شد. در مدل ارائه شده با توجه به رفتار فیزیکی قطعات تمامی عوامل موثر بر عملکرد عملگر از جمله افت فشار، اصطکاک غیر خطی در موتور و سیلندر هیدرولیک، مدار هیدرولیکی داخلی و شیر خلاصی مدل‌سازی شد. حضور یا عدم حضور عوامل موثر در عملکرد مورد بررسی قرار گرفت. مشخص شد که این عوامل تاثیر زیادی بر عملکرد عملگر دارد. عملگر به روش ترتیبی چندگانه و با کمک جعبه ابزار سیم هیدرولیک نیز مدل‌سازی شد. نتایج مدل‌سازی سیم هیدرولیک و مدل‌سازی ریاضی با هم مقایسه شد. با توجه به تفاوت جزئی در روابط حاکم بر اجزا در دو روش مدل‌سازی و تفاوت در روش حل عددی، تطابق نتایج این دو روش قابل قبول بود.

مراجع

- [1] Eaton Hydraulic Training Services (2006) *Industrial Hydraulics Manual* 5th edn. Eaton Hydraulics Training.
- [2] Jensen SC, Jenney GD, Dawson D (2000) Flight Test Experience with an Electromechanical Actuator on the F-18 Systems Research Aircraft. 19th *DASC* 1: 1–10.
- [3] Young Chun T, Young Hur G, Jin Choi, Wook Woo H, Seok Kang D, Cheon Kim J (2007) Design of the aeroload simulator for the test of a small sized electro-mechanical actuator. 7th *ICCAS*: 1416–1419.

- lvid=1096859&mvid=8000&clid=20&sid=22A156F828B22709F070943EADAA8DEE&sch=M
- [26] Rexroth Bosch Group (2013) Inline filter. [Online], Available:
http://www.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload.dll/re51402_2010-09.pdf?db=brmv2&lvid=1150829&mvid=7879&clid=20&sid=E867B74EC49BA43A559E9E4DF8A93A00&sch=M
- [27] Rexroth Bosch Group (2013) Pressure relief valve directly operated. [Online], Available:
http://www.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload.dll/re25408_2005-01.pdf?db=brmv2&lvid=1097043&mvid=7879&clid=20&sid=E867B74EC49BA43A559E9E4DF8A93A00&sch=M
- [28] Chinniah Y, Burton R, Habibi S (2006) Failure monitoring in a high performance hydrostatic actuation system using the extended Kalman filter. *IJMA* 16: 643–653.
- [29] Liviu D, Adrian C, Ileana CJ, Teodor-Lucian G (2010) Some fuzzy controllers for electro-hydrostatic servo-actuator. *ESARS*: 1–5.
- [30] Fox RW, McDonald AT, Pritchard PJ (2004) *Introduction to Fluid Mechanics* 6th edn. John Wiley and Sons.
- [19] Hamzehlouia S, Izadian A (2012) Modeling of hydraulic wind power transfers. *PECI*: 1–6.
- [20] Zhijun J, Yangyang H (2010) Research of pump-selection in pressure-superposed water supply. *ICIS* 1: 710–713.
- [21] Yuan P, Wang T, Ma F, Gong M (2012) A design and simulation of aircraft drilling end effector based on bionics. *MFI*: 206–211.
- [22] Habibi SR, Goldenberg A (2000) Design of a new High-Performance Electro-hydraulic Actuator. *Mechatronics* 5(2): 158–164.
- [23] Qixun Z, Shengjin L, Gang L, Yong Z (2008) Crossed-feedback control of dual-redundancy permanent magnetic brushless dc servo system used in electro-hydrostatic actuator. *ICEMS* 1237–1241.
- [24] Exner H, Freitag R, Geis H, Lang R, Oppolzer J, Schwab P, Sumpf E, Ostendorff U (1991) *Instruction and Information on the Basic Principles and Components of Fluid Technology*. Mannesmann Rexroth GmbH.
- [25] Rexroth Bosch Group (2012/10/1) Check Valve. [Online], Available:
[http://www.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload.dll/re21515_2006-02.pdf?db=brmv2 &](http://www.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload.dll/re21515_2006-02.pdf?db=brmv2&)