



ارائه‌ی مدل ریاضی پمپ پیستون محوری دبی متغیر شامل سوپاپ کنترل جابجایی

پژمان نیکاندیش*

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی شاپور دزفول، دزفول، ایران

* ایمیل نویسنده مسئول: nikandish@jsu.ac.ir

اطلاعات مقاله

چکیده

مقاله پژوهشی

دریافت: ۲ خرداد ۱۴۰۲

پذیرش: ۲۴ مهر ۱۴۰۲

کلیدواژگان:

پمپ

حجم جابجایی

مدل ریاضی

امروزه، برای کنترل مطلوب فشار روغن و کاهش مصرف انرژی در مدارهای هیدرولیکی به کار رفته در ماشین‌های ثابت و متحرک، تغییر حجم جابجایی پمپ، متناسب با بار وارد بر جزء متحرک عملگر هیدرولیک، ضرورت دارد. برای این منظور، در این مقاله، از سوپاپ کنترل جابجایی با همپوشانی منفی در ساختار پمپ پیستون محوری استفاده شده است. برای ارزیابی عملکرد سوپاپ کنترل جابجایی، بازنویسی روابط ریاضی حاکم بر پمپ پیستون محوری در حوزه‌ی بسامد انجام گرفت. بررسی مدل ریاضی ارائه‌شده نشان داد که رسته‌ی تابع تبدیل پمپ پیستون محوری در سه وضعیت کاری متفاوت شامل، افزایش، کاهش و تثبیت حجم جابجایی، به ترتیب، برابر با ۰.۷، ۵ و ۳ می‌باشد. برای ارزیابی درستی مدل ریاضی ارائه شده، طراحی و ساخت سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی شامل پمپ پیستون محوری، موتور هیدرولیک جابجایی ثابت و سوپاپ کنترل جریان بدون جبران‌کننده‌ی فشار، انجام گرفت. انطباق مناسب پاسخ بسامدی حاصل از نتایج تجربی با نتایج حاصل از مدل ریاضی، به ویژه در بسامدهای پایین، درستی مدل ریاضی ارائه شده را تایید کرد. بررسی‌های بیشتر نشان داد که به کارگیری سوپاپ کنترل جابجایی برای تغییر دبی پمپ پیستون محوری در سه وضعیت کاری، موجب عملکرد پایدار پمپ در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی گردید.

Presenting the mathematical model of the variable flow rate axial piston pump with the displacement control valve

Pezhman Nikandish*

Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Jundi Shapur University of Technology, Dezful, Iran

* Corresponding Author's Email: nikandish@jsu.ac.ir

Article Information

Abstract

Original Research Paper

Received: 23 June 2023

Accepted: 16 October 2023

Keywords:

Pump

Displacement Volume

Mathematical Model

Nowadays, for optimal control of oil pressure and reduction of energy consumption in hydraulic circuits used in fixed and moving machines, it is necessary to change the displacement volume of the pump proportional to the load on the moving part of the hydraulic actuator. For this purpose, in this paper, a displacement control valve with negative overlap is used in the axial piston pump structure. In order to evaluate the performance of the displacement control valve, the mathematical relations governing the axial piston pump were written in the frequency domain. Examining the presented mathematical model showed that the order of transform function of the axial piston pump in three different working conditions, including increase, decrease, and stabilization of the displacement volume is 7, 5, and 3, respectively. To evaluate the correctness of the presented mathematical model, the design and construction of the hydraulic power transmission system including the axial piston pump, fixed displacement hydraulic motor, and flow control valve without pressure compensator was carried out. The appropriate matching of the frequency response obtained from the experimental results with the results obtained from the mathematical model, especially at low frequencies, confirmed the validity of the presented mathematical model. Further investigations showed that the use of the displacement control valve to change the flow rate of the axial piston pump in three working conditions resulted in the stable operation of the pump in the hydraulic power transmission system.

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Nikandish P. Presenting the mathematical model of the variable flow rate axial piston pump with the displacement control valve. Iranian Journal of Manufacturing Engineering. 2023 June 22;10(4):1-16. doi: 10.22034/IJME.2023.398687.1783 [In Persian]

۱- مقدمه

توانایی پمپ‌های پیستون محوری در ایجاد جریان بالای روغن، موجب به کارگیری وسیع آن‌ها در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی ماشین‌های ثابت و متحرک شده است [۱]. بررسی‌ها نشان می‌دهد که راندمان سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی شامل پمپ‌های پیستون محوری، به‌طور قابل توجهی تحت تاثیر، روش کنترل و تنظیم فشار روغن قرار دارند [۲]. در این پژوهش، از سوپاپ کنترل جابجایی برای تغییر دبی و کنترل فشار روغن در مجرای خروجی پمپ متناسب با بار خارجی وارد بر جزء متحرک عملگر هیدرولیک استفاده می‌شود. بدین ترتیب، حجم روغن خروجی از پمپ هیدرولیک و دریافتی توسط عملگر هیدرولیک، متناسب با بار خارجی وارد بر جزء متحرک عملگر خواهد بود [۳]. تغییر حجم جابجایی پمپ پیستون محوری متناسب با بار خارجی وارد بر جزء متحرک عملگر، موجب کاهش انرژی مصرفی، بهبود راندمان حجمی، کاهش دمای روغن و کاهش نشت روغن در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی می‌گردد [۴ و ۵]. این در حالی است که به‌کارگیری سوپاپ کنترل جابجایی برای تغییر دبی روغن خروجی از پمپ پیستون محوری در برخی وضعیت‌های کاری، ناپایداری پمپ و سامانه‌ی انتقال توان را به همراه دارد [۶ و ۷]. از این رو، برای کنترل، بهینه‌سازی و تحلیل پایداری پمپ پیستون محوری شامل سوپاپ کنترل جابجایی، دستیابی به مدل ریاضی آن ضرورت می‌یابد [۸].

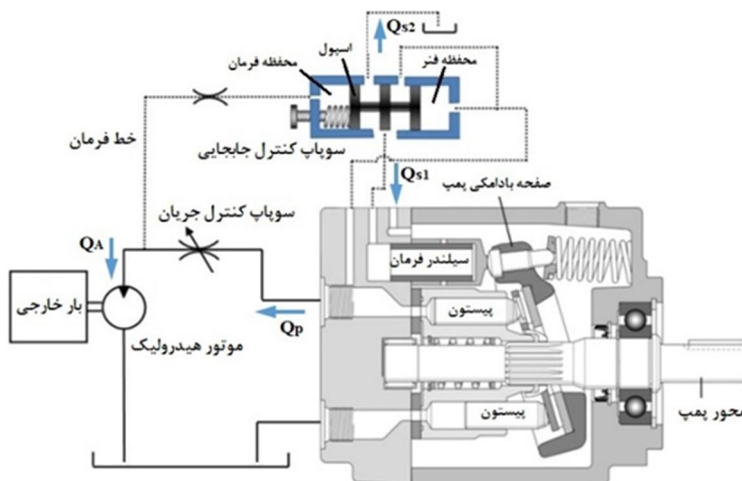
کویی و همکاران در سال ۲۰۱۶، تاثیر متغیرهای مختلف هندسی را بر روی عملکرد دینامیکی یک نمونه پمپ جابجایی متغیر شامل حسگر بار بررسی کردند. سپس، بر اساس نتایج حاصل، اصلاح و بهینه‌سازی پمپ پیستونی مذکور، انجام گرفت. بررسی‌های آن‌ها نشان داد که در مقایسه با پمپ‌های پیستونی متداول، زمان عکس‌العمل و فراجش جریان روغن در مجرای خروجی پمپ اصلاحی، به ترتیب، ۳۳/۴ درصد و ۸/۹ درصد کاهش می‌یابد [۹]. همچنین، در سال ۲۰۱۸، موسلات و همکاران، یک مدل ریاضی، برای تعیین و پیش‌بینی تلفات مکانیکی در پمپ‌ها و موتورهای پیستون محوری جابجایی متغیر، ارائه کردند [۱۰]. کاسولی و همکاران نیز در سال ۲۰۱۹، یک مدل ریاضی برای پیش‌بینی روند تغییرات فشار روغن در مجرای خروجی یک پمپ پیستون محوری جابجایی متغیر در ساختار سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک ارائه نمودند. بررسی‌های آن‌ها نشان داد که با طراحی یک کنترل‌کننده بر اساس مدل ریاضی ارائه شده، دامنه‌ی نوسانات فشار روغن در مجرای خروجی پمپ، به طور قابل توجهی کاهش می‌یابد [۸]. همچنین، تانگ و همکاران در سال ۲۰۱۹، با ارائه‌ی یک مدل ریاضی، نشت روغن در پمپ‌های پیستونی محوری را تحت شرایط بارگذاری متغیر، بررسی نمودند [۱۱]. در ضمن، هانگ و همکاران در سال ۲۰۲۰، به منظور کاهش نوسانات جریان روغن خروجی از پمپ پیستون محوری جابجایی متغیر، تاثیر هندسه‌ی شیارهای مستهلک‌کننده بر روی صفحه‌ی مرتبط با مجاری ورودی و خروجی آن را مطالعه کردند. آن‌ها دریافتند که با تغییر هندسه‌ی شیارهای مستهلک‌کننده، دامنه‌ی نوسانات فشار روغن در مجرای خروجی پمپ، به میزان ۱۴/۶ درصد، کاهش می‌یابد [۴]. همچنین، هی و همکاران در سال ۲۰۲۰، یک واحد کنترل جابجایی پمپ پیستون محوری متقارن را به منظور تغییر دبی روغن خروجی، طراحی کردند [۱۲]. جیان‌سن و همکاران نیز در سال ۲۰۲۱، با ارائه‌ی یک مدل ریاضی، تحلیل سینماتیکی پمپ پیستون محوری جابجایی متغیر را در دستور کار قرار دادند. بررسی‌های آن‌ها نشان داد که زاویه‌ی شیب صفحه کنترل جابجایی پمپ و زاویه‌ی قرارگیری پیستون‌ها، تاثیر قابل توجهی بر دامنه‌ی نوسانات جریان روغن خروجی، سرعت و شتاب حرکت پیستون‌ها دارند [۲]. از سوی دیگر، موندال و همکاران در سال ۲۰۲۱، به منظور کاهش نوسانات فشار روغن در مجرای خروجی پمپ پیستون محوری، از یک جبران‌کننده‌ی فشار استفاده کردند. در این پژوهش، انطباق قابل قبول نتایج حاصل از شبیه‌سازی رایانه‌ای، با نتایج تجربی، گزارش گردید [۳]. زونگ و همکاران نیز در سال ۲۰۲۲، تاثیر کمیت‌های مختلف هندسی پمپ پیستونی شامل سوپاپ کنترل جابجایی بر راندمان پمپ و جریان روغن خروجی، بررسی کردند. آن‌ها دریافتند که با کاهش قطر روزنه‌ها در ساختار سوپاپ کنترل جابجایی، دامنه‌ی نوسانات جریان روغن خروجی از پمپ، با کاهش روبه‌رو می‌گردد [۱]. میتوف و همکاران در سال ۲۰۲۲، یک سیستم کنترل شامل سوپاپ الکتروهیدرولیکی تناسبی، برای تغییر دبی روغن خروجی از پمپ پیستون محوری، طراحی و اجرا کردند [۱۳]. در سال ۲۰۲۳ نیز، چائو و همکاران، تاثیر تراکم‌پذیری روغن، موج فشاری روغن در مجرای خروجی پمپ، و کاویتاسیون را بر عملکرد پمپ‌های پیستون محوری که با سرعت بالا دوران می‌کنند، مطالعه کردند [۱۴]. در نهایت، ینگ و همکاران در سال ۲۰۲۳، ارتعاشات بدنه و عکس‌العمل دینامیکی پمپ پیستون محوری مستقیم به تغییر بار خارجی وارد بر جزء متحرک عملگر هیدرولیکی را ارزیابی نمودند [۱۵].

نکته‌ی مهمی که می‌باید در تجزیه و تحلیل پمپ‌های با حجم جابجایی بالا با سوپاپ کنترل جابجایی به آن توجه داشت، فرض‌هایی است که برای ساده‌سازی مدل ریاضی به‌کار گرفته می‌شوند. در اغلب مدل‌های ریاضی ارائه شده، از جرم جزء متحرک سوپاپ، میرایی سوپاپ، تراکم‌پذیری روغن، نشت روغن و خط فرمان، صرف‌نظر شده است. از سوی دیگر، در پژوهش‌های انجام شده در سال‌های گذشته، از سوپاپ‌های کنترل جابجایی اسپولی با همپوشانی صفر، برای تغییر حجم جابجایی پمپ پیستون محوری متناسب با بار خارجی وارد بر عملگر هیدرولیک، استفاده شده است. در این مقاله، در نظر است علاوه بر کاهش فرض‌های اولیه، مدل ریاضی حاکم بر پمپ پیستون محوری شامل سوپاپ کنترل جابجایی با همپوشانی منفی، ارائه گردد. در این پژوهش، برای بررسی درستی مدل ریاضی ارائه شده در وضعیت‌های مختلف سوپاپ کنترل جابجایی، طراحی و ساخت سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، برای اندازه‌گیری متغیرهای حالت، در دستور کار قرار می‌گیرد.

۲- روش انجام پژوهش

۲-۱- ارائه‌ی مدل ریاضی

در شکل ۱، ساختار سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی شامل پمپ پیستون محوری دبی متغیر دارای سوپاپ کنترل جابجایی نشان داده شده است. بنابراین، تغییر حجم جابه‌جایی پمپ، توسط سوپاپ کنترل جابجایی دارای هم‌پوشانی منفی انجام می‌گیرد. همچنین، امکان تغییر دبی روغن ارسالی به موتور هیدرولیک، توسط سوپاپ کنترل جریان، وجود دارد. تغییر وضعیت سوپاپ کنترل جابجایی، تحت تاثیر فشار روغن در مجرای خروجی پمپ و همچنین، فشار روغن در مجرای ورودی موتور هیدرولیک (از طریق خط فرمان)، انجام می‌گیرد. از این رو، امکان تغییر شیب صفحه‌ی بادامکی شکل پمپ و در نهایت، تغییر حجم جابه‌جایی پمپ، در اثر اعمال فشار روغن عبوری از سوپاپ کنترل جابجایی (Q_{s1}) بر سطح موثر جزء متحرک سیلندر فرمان، فراهم می‌گردد. بدین ترتیب، حرکت جزء متحرک سیلندر فرمان و تغییر شیب صفحه‌ی بادامکی شکل پمپ، متناسب با اختلاف فشار روغن در مجرای خروجی پمپ و فشار روغن در مجرای ورودی موتور، انجام می‌گیرد.



شکل ۱ سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک شامل پمپ پیستون محوری با سوپاپ کنترل جابجایی

برای ارائه‌ی مدل ریاضی سامانه‌ی انتقال توان شامل سوپاپ کنترل جابجایی با هم‌پوشانی منفی، بازنویسی روابط ریاضی حاکم بر هر جزء آن، به صورت جداگانه ضرورت دارد.

۱- دبی روغن عبوری از تنگناهای ایجاد شده در سوپاپ کنترل جابجایی: در شکل ۲، ساختار سوپاپ کنترل جابجایی پمپ با هم‌پوشانی منفی نشان داده شده است. به این ترتیب، سوپاپ کنترل جابجایی پمپ، یک سوپاپ کنترل جهت سه دهانه‌ی سه وضعیتی است که توسط فشار روغن در مجرای خروجی پمپ (P_p) و فشار روغن در خط فرمان (P'_A)، تغییر وضعیت می‌یابد. دبی روغن عبوری از دو تنگنای سوپاپ کنترل جابجایی پمپ، به کمک روابط غیرخطی زیر به دست می‌آیند:

$$Q_{s1} = C_d A_{s1}(x_s) \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_p - P_c)} \quad (1)$$

$$Q_{s2} = C_d A_{s2}(x_s) \sqrt{\frac{2}{\rho}P_c} \quad (2)$$

به کمک بسط تیلور، خطی‌سازی روابط (۱) و (۲)، در نزدیکی نقطه‌ی کار، به شرح زیر انجام می‌گیرد:

$$\Delta Q_{s1} = K_{q1}\Delta x_s + K_{c1}(\Delta P_p - \Delta P_c) \quad (3)$$

$$\Delta Q_{s2} = K_{q2}\Delta x_s + K_{c2}\Delta P_c \quad (4)$$

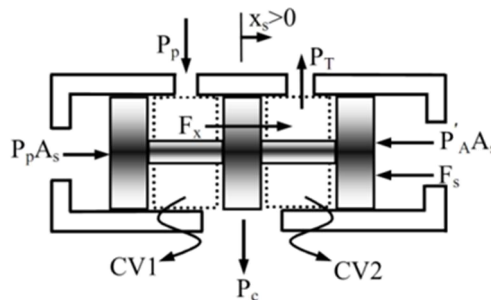
بهره‌ی جریان و ضریب فشار جریان تنگناهای (۱) و (۲) سوپاپ کنترل جابجایی، بر اساس بسط تیلور، به شرح زیر تعیین می‌شوند:

$$K_{q1} = \left. \frac{\partial Q_{s1}}{\partial x_s} \right|_0 = A_{s1} \sqrt{\frac{2}{\rho}(\Delta P_p - \Delta P_c)} \left. \frac{\partial C_d}{\partial x_s} \right|_0 + C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}(\Delta P_p - \Delta P_c)} \left. \frac{\partial A_{s1}}{\partial x_s} \right|_0 \quad (5)$$

$$K_{q2} = \left. \frac{\partial Q_{s2}}{\partial x_s} \right|_0 = A_{s2} \sqrt{\frac{2}{\rho}P_c} \left. \frac{\partial C_d}{\partial x_s} \right|_0 + C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}P_c} \left. \frac{\partial A_{s2}}{\partial x_s} \right|_0 \quad (6)$$

$$K_{c1} = \left. \frac{\partial Q_{s1}}{\partial \Delta P} \right|_0 = A_{s1} \sqrt{\frac{2}{\rho}(\Delta P_p - \Delta P_c)} \left. \frac{\partial C_d}{\partial \Delta P} \right|_0 + \frac{C_d A_{s1}}{\sqrt{\frac{2}{\rho}(\Delta P_p - \Delta P_c)}} \left. \frac{\partial}{\partial \Delta P} \right|_0 \quad (7)$$

$$K_{c2} = \left. \frac{\partial Q_{s2}}{\partial \Delta P} \right|_0 = A_{s2} \sqrt{\frac{2}{\rho}P_c} \left. \frac{\partial C_d}{\partial \Delta P} \right|_0 + \frac{C_d A_{s2}}{\sqrt{\frac{2}{\rho}P_c}} \left. \frac{\partial}{\partial \Delta P} \right|_0 \quad (8)$$



شکل ۲ ساختار سوپاپ کنترل جابجایی و نیروهای وارد بر جزء متحرک آن

۲- معادله‌ی حرکت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی پمپ: در شکل ۲، نیروهای وارد بر جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی پمپ نمایش داده شده است. از این رو، معادله‌ی حرکت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی پمپ، بر اساس نیروهای وارد بر آن، به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$P_A - P'_A)A_s + F_x - B_s \dot{x}_s - K_s x_s - F_{s0} = M_s \ddot{x}_s \quad (9)$$

مطابق شکل ۲، با تعریف حجم‌های کنترل CV1 و CV2 و بازنویسی رابطه‌ی بقای اندازه حرکت روغن، نیروی وارد بر سطح موثر

جزء متحرک سوپاپ (اسپول)، در اثر جریان روغن و در شرایط کاری مختلف، به شرح زیر تعیین می‌گردد:

- حرکت جزء متحرک سوپاپ در محدوده‌ی $x_s \geq u$:

$$F_x = -\rho L K_{q1} \dot{x}_s - \rho L K_{c1} (\dot{P}_p - \dot{P}_c) - K_{fq1} x_s - K_{fc1} (P_p - P_c) \quad (10)$$

- حرکت جزء متحرک سوپاپ در محدوده‌ی $-u \leq x_s \leq u$:

$$F_x = -\rho L (K_{q1} + K_{q2}) \dot{x}_s - \rho L K_{c1} (\dot{P}_p - \dot{P}_c) - (K_{fq1} - K_{fq2}) x_s - K_{fc1} (P_p - P_c) + K_{fc2} P_c - \rho L K_{c2} \dot{P}_c \quad (11)$$

- حرکت جزء متحرک سوپاپ در محدوده‌ی $x_s \leq -u$:

$$F_x = -\rho L K_{q2} \dot{x}_s - \rho L K_{c1} \dot{P}_c + K_{fq2} x_s + K_{fc2} P_c \quad (12)$$

بهره‌ی نیرو-جریان و ضریب نیروی جریان-فشار تنگناهای (۱) و (۲) سوپاپ کنترل جابجایی پمپ، به کمک بسط تیلور، به شرح زیر تعیین می‌شوند:

$$K_{fq1} = 2(P_p - P_c) C_d^2 \cos \theta \left. \frac{\partial A_{s1}}{\partial x_s} \right|_0 \quad (13)$$

$$K_{fq2} = 2P_c C_d^2 \cos \theta \left. \frac{\partial A_{s2}}{\partial x_s} \right|_0 \quad (14)$$

$$K_{fc1} = 2A_{s1} C_d^2 \cos \theta |_0 \quad (15)$$

$$K_{fc2} = 2A_{s2} C_d^2 \cos \theta |_0 \quad (16)$$

در صورت بازنویسی رابطه‌ی (۹) در فضای لاپلاس، ارتباط میان کمیت خروجی سوپاپ کنترل جابجایی پمپ و کمیت‌های ورودی آن، به دست می‌آید:

$$X_s(s) = G_{s1}(s)P_p(s) + G_{s2}(s)P_c(s) + G_{s3}(s)P'_A(s) \quad (17)$$

توابع $G_{s1}(s)$ ، $G_{s2}(s)$ و $G_{s3}(s)$ ، به شرح زیر تعیین می‌شوند:

$$G_{s1}(s) = \frac{K_{s11}s + K_{s12}}{s^2 + 2\xi_s \omega_s s + \omega_s^2} \quad (18)$$

$$G_{s2}(s) = \frac{K_{s21}s + K_{s22}}{s^2 + 2\xi_s \omega_s s + \omega_s^2} \quad (19)$$

$$G_{s3}(s) = \frac{K_{s3}}{s^2 + 2\xi_s \omega_s s + \omega_s^2} \quad (20)$$

کمیت‌های ξ_s و ω_s ، به کمک روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$\xi_s = \frac{B_s + \rho L(K_{q1} + K_{q2})}{2\sqrt{M_s(K_s + K_{fq1} - K_{fq2})}} \quad (21)$$

$$\omega_s = \sqrt{\frac{(K_s + K_{fq1} - K_{fq2})}{M_s}} \quad (22)$$

۳- مدل ریاضی پمپ پیستون محوری: در این مقاله، مدل ریاضی پمپ پیستون محوری جابجایی متغیر، با در نظر گرفتن کمیت‌های موثر بر گشتاور محور خروجی آن، شامل، اینرسی پیستون‌ها، نیروی برشی وارد بر پیستون‌ها، نیروی وارده از طرف کفشک و نیروی ناشی از اعمال فشار روغن بر سطح موثر پیستون‌ها، ارائه می‌گردد. بدین ترتیب، معادله‌ی حرکت پمپ پیستون محوری دبی متغیر PVB5، به شرح زیر است:

$$I_{sp} \ddot{\alpha}_{sp} + B_{sp} \dot{\alpha}_{sp} + K_{sp1} \alpha_{sp} = -P_c A_c R_c + K_{sp2} P_p + K_{sp3} P_p \alpha_{sp} + T_{sp} \quad (23)$$

عبارت شامل حاصل ضرب دو کمیت α_{sp} و P_p ، غیر خطی است. از این رو، خطی‌سازی رابطه‌ی (۲۳)، به کمک بسط تیلور، به صورت زیر انجام می‌گیرد:

$$I_{sp} \Delta \ddot{\alpha}_{sp} + B_{sp} \Delta \dot{\alpha}_{sp} + K_{sp1} \Delta \alpha_{sp} = -A_c R_c \Delta P_c + (K_{sp2} + K_{sp3} \alpha_{sp0}) \Delta P_p + K_{sp3} P_p \Delta \alpha_{sp} \quad (24)$$

به منظور تعیین ارتباط بین کمیت خروجی و کمیت‌های ورودی در معادله‌ی حرکت پمپ پیستون محوری مفروض، بازنویسی رابطه‌ی خطی (۲۴)، در فضای لاپلاس، به شرح زیر خواهد بود:

$$\alpha_{sp}(s) = G_{sp}(s) [K_{spp} P_p(s) - K_{spc} P_c(s)] \quad (25)$$

بر اساس روابط (۲۴) و (۲۵)، تابع تبدیل $G_{sp}(s)$ و همچنین، ضرایب K_{spp} و K_{spc} ، به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$G_{sp}(s) = \frac{1}{s^2 + 2\xi_{sp} \omega_{sp} s + \omega_{sp}^2} \quad (26)$$

$$K_{spc} = \frac{R_c A_c}{I_{sp}} \quad (27)$$

$$K_{spp} = \frac{K_{sp2} + K_{sp3} \alpha_{sp0}}{I_{sp}} \quad (28)$$

نسبت میرایی (ξ_{sp}) و بسامد طبیعی (ω_{sp}) تابع تبدیل مربوط به معادله‌ی حرکت پمپ پیستونی، به کمک روابط زیر به دست می‌آیند:

$$\omega_{sp} = \sqrt{\frac{(K_{sp1} - K_{sp3}P_{p0})}{I_{sp}}} \quad (29)$$

$$\xi_{sp} = \frac{B_{sp}}{2\sqrt{I_{sp}(K_{sp1} - K_{sp3}P_{p0})}} \quad (30)$$

۴- پیوستگی جریان در سیلندر فرمان: در شکل، ارتباط بین سوپاپ کنترل جابجایی پمپ و سیلندر فرمان که وظیفه‌ی تغییر حجم جابه‌جایی پمپ (تغییر شیب صفحه‌ی بادامکی شکل پمپ) را بر عهده دارد، نشان داده شده است. تنظیم حجم روغن ارسالی به محفظه‌ی مرتبط با سیلندر فرمان (محفظه‌ی فرمان پمپ)، توسط سوپاپ کنترل جابجایی پمپ انجام می‌گیرد. از این رو، معادله پیوستگی جریان در محفظه‌ی فرمان پمپ، به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\dot{P}_c = \frac{\beta}{V_c} [Q_{s1} - Q_{s2} - A_c \dot{x}_c] \quad (31)$$

بر اساس هندسه‌ی صفحه‌ی بادامکی شکل پمپ و ارتباط قسمت انتهایی آن با سیلندر فرمان در شکل، جابجایی جزء متحرک سیلندر فرمان (x_c)، به شرح زیر به دست می‌آید:

$$x_c = x_{cmax} - R_c \tan \alpha_{sp} \quad (32)$$

بدین ترتیب، بر اساس رابطه‌ی (۳۲)، سرعت حرکت جزء متحرک سیلندر فرمان، محاسبه می‌گردد:

$$\dot{x}_c = -\dot{\alpha}_{sp} R_c (1 + \tan^2 \alpha_{sp}) \quad (33)$$

حجم محفظه‌ی فرمان، نیز از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید:

$$V_c = V_{c0} + A_c x_c \quad (34)$$

بدین ترتیب، رابطه‌ی پیوستگی در محفظه‌ی فرمان پمپ، غیرخطی است. از این رو، به کمک بسط تیلور، خطی‌سازی رابطه‌ی (۳۱)، در مجاورت نقطه‌ی کار، انجام می‌گیرد:

$$\Delta \dot{P}_c = K_{pp} \Delta P_p - K_{pc} \Delta P_c + K_{xc} \Delta x_c + K_{\alpha} \Delta \alpha_{sp} + K_{d\alpha} \Delta \dot{\alpha}_{sp} \quad (35)$$

ضرایب در رابطه‌ی (۳۵)، به شرح زیر تعریف می‌شوند:

$$K_{pp} = \left. \frac{\beta}{V_{c0} + A_c x_c} \right|_0 K_{c1} \quad (36)$$

$$K_{pc} = \left. \frac{\beta}{V_{c0} + A_c x_c} \right|_0 (K_{c1} + K_{c2}) \quad (37)$$

$$K_{xc} = \left. \frac{\beta A_c}{(V_{c0} + A_c x_c)^2} [Q_{s1} - Q_{s2} - A_c \dot{x}_c] \right|_0 \quad (38)$$

$$K_{\alpha} = \beta A_c R_c \left\{ \frac{1 + \tan^2 \alpha_{sp}}{V_c + A_c x_c} \left[\frac{Q_{s1} - Q_{s2} - A_c \dot{x}_c}{V_c + A_c x_c} + \frac{2\dot{\alpha}_{sp} \tan \alpha_{sp}}{\cos^2 \alpha_{sp}} \right] \right\} \bigg|_0 \quad (39)$$

$$K_{d\alpha} = \left. \frac{\beta A_c R_c}{V_c + A_c x_c} \right|_0 K_{c1} \quad (40)$$

پس از بازنویسی رابطه‌ی (۳۵) در فضای لاپلاس، رابطه‌ی بین کمیت‌های ورودی و خروجی، در معادله‌ی پیوستگی جریان سیلندر فرمان، به دست می‌آید:

$$P_c(s) = [K_{ca} s \alpha_{sp}(s) + K_{cx} x_c(s) + K_{cp} P_p(s)] G_c(s) \quad (41)$$

در ضمن، تابع تبدیل $G_c(s)$ ، و ضرایب K_{ca} ، K_{cx} و K_{cp} ، به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$G_c(s) = \frac{K_{pc}}{s + K_{pc}} \quad (42)$$

$$K_{ca} = \frac{K_{d\alpha}}{K_{pc}} = \frac{A_c R_c}{(K_{c1} + K_{c2}) \cos^2 \alpha_{sp0}} \quad (43)$$

$$K_{cx} = \frac{K_{xc}}{K_{pc}} = \frac{K_{q1} - K_{q2}}{K_{c1} + K_{c2}} \quad (44)$$

$$K_{cp} = \frac{K_{pp}}{K_{pc}} = \frac{K_{c1}}{K_{c1} + K_{c2}} \quad (45)$$

۵- پیوستگی در مجرای خروجی پمپ: بر اساس شکل ۱، تغییر وضعیت سوپاپ کنترل جابجایی پمپ و حرکت جزء متحرک سیلندر فرمان (به منظور تغییر حجم جابه‌جایی پمپ)، توسط روغن خروجی از پمپ انجام می‌گیرد. دبی روغن خروجی از پمپ (Q_p)، به کمک رابطه‌ی زیر، تعیین می‌شود:

$$Q_p = \frac{NA_p R_p \tan \alpha_{sp}}{\pi} - Q_{s1} \quad (46)$$

به کمک بسط تیلور، خطی‌سازی رابطه‌ی (۴۶) به شرح زیر انجام می‌گیرد:

$$\Delta Q_p = C_p \Delta \alpha_{sp} - [K_{q1} \Delta x_s + K_{c1} (\Delta P_p - \Delta P_p)] \quad (47)$$

ضریب ثابت پمپ (C_p)، بر اساس رابطه‌ی پیوستگی در مجرای خروجی پمپ (رابطه‌ی ۴۶)، تعریف می‌گردد:

$$C_p = \frac{NA_p R_p}{\pi \cos^2 \alpha_{sp0}} \quad (48)$$

مطابق شکل ۱، بخش قابل توجهی از روغن خروجی پمپ به سوی موتور هیدرولیک هدایت می‌شود. دبی روغن ورودی به موتور هیدرولیک (Q_A)، به اختلاف فشار روغن در مجرای خروجی پمپ و مجرای ورودی عملگر وابسته است. بخش دیگری از روغن خروجی پمپ نیز، به صورت نشت داخلی، از طریق خطوط انتقال، به مخزن هدایت می‌شود. از این رو، رابطه‌ی پیوستگی جریان در مجرای خروجی پمپ، به صورت زیر بازنویسی می‌گردد:

$$\dot{P}_p = \frac{\beta}{V_p} [Q_p - Q_{pL} - Q_A] \quad (49)$$

دبی روغن نشتی در پمپ، به فشار روغن در مجرای خروجی پمپ و ضریب ثابت نشت، وابسته است:

$$Q_{pL} = C_{pL} P_p \quad (50)$$

پس از جای‌گذاری رابطه‌ی (۴۷) و رابطه‌ی (۵۰) در رابطه‌ی (۴۹) و بازنویسی آن در فضای لاپلاس، رابطه‌ی میان کمیت‌های ورودی و خروجی در معادله‌ی پیوستگی جریان، در مجرای خروجی پمپ، به دست می‌آید:

$$P_p(s) = G_p(s) [C_p \alpha_{sp}(s) - K_{q1} x_s(s) + K_{c1} P_c(s) - Q_A(s)] \quad (51)$$

$$G_p(s) = \frac{K_p}{s + \omega_p} \quad (52)$$

در رابطه‌ی (۵۲)، کمیت‌های K_p و ω_p به کمک روابط زیر تعریف می‌شوند:

$$K_p = \frac{\beta}{V_p} \quad (53)$$

$$\omega_p = \frac{\beta}{V_p} [K_{c1} + C_{pL}] \quad (54)$$

۶- پیوستگی جریان در خط فرمان پمپ: بخشی از روغن ارسالی به عملگر هیدرولیک، از طریق خط فرمان، به محفظه‌ی فنر سوپاپ کنترل جابجایی پمپ، هدایت می‌شود (شکل ۱). مقاومت خط فرمان در برابر جریان روغن (R_{As})، موجب کاهش فشار روغن ارسالی به محفظه‌ی فنر (P'_A)، در سوپاپ کنترل می‌گردد. از این رو، معادله‌ی پیوستگی جریان، در خط فرمان، به صورت زیر بازنویسی می‌شود:

$$\dot{P}'_A = \frac{\beta}{V_{As}} \left[\frac{P_A - P'_A}{R_{As}} + A_s \dot{x}_s \right] \quad (55)$$

از این رو، رابطه‌ی میان کمیت‌های ورودی و خروجی در رابطه‌ی پیوستگی در خط فرمان، به صورت زیر خواهد بود:

$$P'_A(s) = G_{As}(s) P_A(s) \quad (56)$$

تابع تبدیل $G_{As}(s)$ ، به شرح زیر تعریف می‌شود:

$$G_{As}(s) = \frac{\omega_{As}}{s + \omega_{As}} \quad (57)$$

ω_{As} ، ثابت زمانی تابع تبدیل مربوط به معادله‌ی پیوستگی جریان در خط فرمان پمپ، به کمک رابطه‌ی زیر تعیین می‌شود:

$$\omega_{Lsp} = \frac{\beta}{V_{As}R_{As}} \quad (58)$$

۷- دبی روغن عبوری از سوپاپ کنترل جریان: دبی روغن عبوری از تنگنای سوپاپ کنترل جریان بدون جبران کننده‌ی فشار نشان داده شده در شکل ۱، به شرح زیر تعیین می‌شود:

$$Q_v = C_{dv}A_v(v) \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_p - P_A)} \quad (59)$$

خطی‌سازی رابطه‌ی غیرخطی (۵۹)، به کمک بسط تیلور، به صورت زیر انجام می‌گیرد:

$$\Delta Q_v = K_{qv}\Delta x_v + K_{cv}(\Delta P_p - \Delta P_A) \quad (60)$$

از این رو، بهره‌ی جریان و ضریب فشار-جریان سوپاپ کنترل جریان، به شرح زیر تعیین می‌شوند:

$$K_{qv} = \left. \frac{\partial Q_v}{\partial x_v} \right|_0 = A_v \sqrt{\frac{2}{\rho}(\Delta P_p - \Delta P_A)} \left. \frac{\partial C_{dv}}{\partial x_v} \right|_0 + C_{dv} \sqrt{\frac{2}{\rho}(\Delta P_p - \Delta P_A)} \left. \frac{\partial A_v}{\partial x_v} \right|_0 \quad (61)$$

$$K_{cv} = \left. \frac{\partial Q_v}{\partial \Delta P} \right|_0 = A_v \sqrt{\frac{2}{\rho}(\Delta P_p - \Delta P_v)} \left. \frac{\partial C_{dv}}{\partial \Delta P} \right|_0 + \frac{C_{d}A_v}{\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta P}} \bigg|_0 \quad (62)$$

رابطه‌ی میان کمیت‌های ورودی و خروجی سوپاپ کنترل جریان، پس از بازنویسی رابطه‌ی (۶۰) در فضای لاپلاس، به دست می‌آید:

$$Q_v(s) = K_{qv}x_s(s) + K_{cv}[P_p(s) - P_A(s)] \quad (63)$$

۸- روابط ریاضی حاکم بر موتور هیدرولیک: در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی نشان داده شده در شکل ۱، از یک موتور جابه‌جایی ثابت برای حرکت بار خارجی استفاده شده است. رابطه‌ی پیوستگی جریان در مجرای ورودی موتور و معادله‌ی حرکت بار خارجی متصل به محور موتور، به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\dot{P}_A = \frac{\beta}{V_A}[Q_A - Q_{AL} - D_A\phi_A] \quad (64)$$

$$I_A\dot{\phi}_A = D_AP_A - B_A\phi_A - T_A \quad (65)$$

دبی روغن نشستی در موتور هیدرولیک (Q_{AL})، به فشار روغن در مجرای ورودی و ضریب ثابت نشت، وابسته است:

$$Q_{AL} = C_{AL}P_A \quad (66)$$

به‌منظور دستیابی به رابطه‌ی میان کمیت‌های ورودی و خروجی موتور هیدرولیک، بازنویسی دو رابطه‌ی (۶۴) و (۶۵)، در فضای لاپلاس، ضرورت دارد:

$$sP_A(s) = \frac{\beta}{V_A}[Q_A(s) - C_{AL}P_A(s) - D_A\phi_A(s)] \quad (67)$$

$$I_A\phi_A(s)s = D_AP_A(s) - B_A\phi_A(s) \quad (68)$$

پس از حل هم‌زمان روابط (۶۷) و (۶۸)، رابطه‌ی میان فشار و دبی روغن ورودی به موتور به دست می‌آید:

$$P_A(s) = H_A(s)Q_A(s) \quad (69)$$

در رابطه‌ی (۶۹)، تابع $H_A(s)$ ، به شرح زیر تعریف می‌گردد:

$$H_A(s) = \frac{K_{A1}s + K_{A2}}{s^2 + 2\xi_A\omega_A s + \omega_A^2} \quad (70)$$

کمیت‌های ξ_A و ω_A ، بترتیب نسبت میرایی و بسامد طبیعی تابع تبدیل مربوط به معادله‌ی حرکت و پیوستگی جریان در موتور هیدرولیک تعریف می‌شوند که به کمک روابط زیر به دست می‌آیند:

$$\omega_A = \sqrt{\frac{\beta(C_{AL}B_A + D_A^2)}{I_A V_A}} \quad (71)$$

$$\xi_A = \frac{\beta C_{AL}I_A + B_A V_A}{2\sqrt{\beta I_A V_A (C_{AL}B_A + D_A^2)}} \quad (72)$$

در ضمن، ضرایب K_{A1} و K_{A2} در رابطه‌ی (۷۰)، به شرح زیر تعریف می‌شوند:

$$K_{A1} = \frac{\beta}{V_A} \quad (73)$$

$$K_{A2} = \frac{\beta B_A}{I_A V_A} \quad (74)$$

بر اساس روابط (۶۷) و (۶۸)، رابطه‌ی میان سرعت دورانی محور خروجی موتور هیدرولیک و دبی روغن ورودی به آن به دست می‌آید:

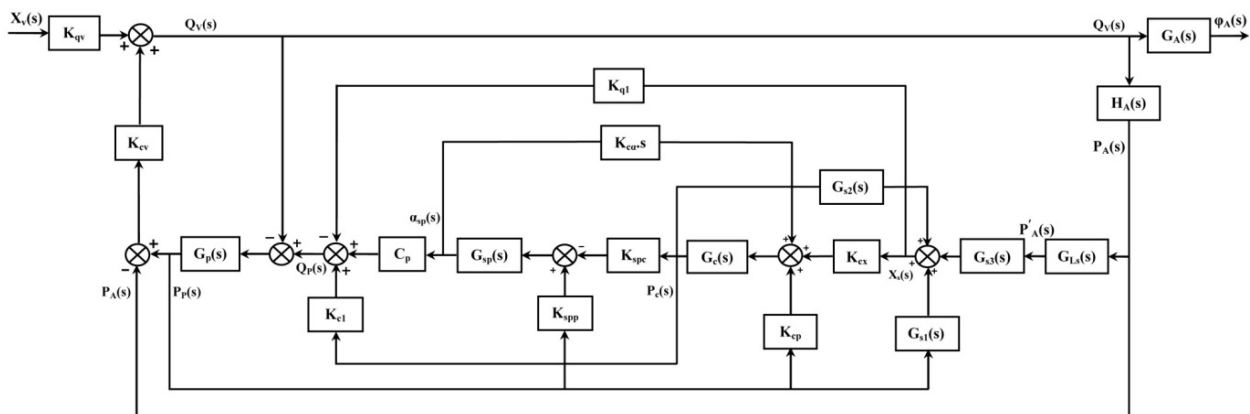
$$\phi_A(s) = G_A(s) Q_A(s) \quad (75)$$

تابع تبدیل $G_A(s)$ و ضریب K_A ، بر اساس روابط (۶۷)، (۶۸) و (۷۵) به صورت زیر تعیین می‌شود:

$$G_A(s) = \frac{K_A}{s^2 + 2\xi_A \omega_A s + \omega_A^2} \quad (76)$$

$$K_A = \frac{\beta D_A}{I_A V_A} \quad (77)$$

۹- تابع تبدیل سامانه‌ی انتقال توان شامل پمپ پیستونی دارای سوپاپ کنترل جابجایی: نمودار روندنمای سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی شامل پمپ پیستون محوری دبی متغیر با سوپاپ کنترل جابجایی (شکل ۱)، بر اساس مجموعه روابط ریاضی حاکم بر هر جزء سامانه‌ی انتقال توان، ترسیم و در شکل ۳ نشان داده شده است. برای دستیابی به تابع تبدیل سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی شامل پمپ دبی متغیر با سوپاپ کنترل جابجایی، ساده‌سازی نمودار روندنما در شکل ۳، در وضعیت‌های کاری مختلف سوپاپ و در هر نقطه‌ی کار معین، ضرورت دارد.



شکل ۳ نمودار روند نمای سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک دارای سوپاپ کنترل جابجایی پمپ با هم‌پوشانی منفی

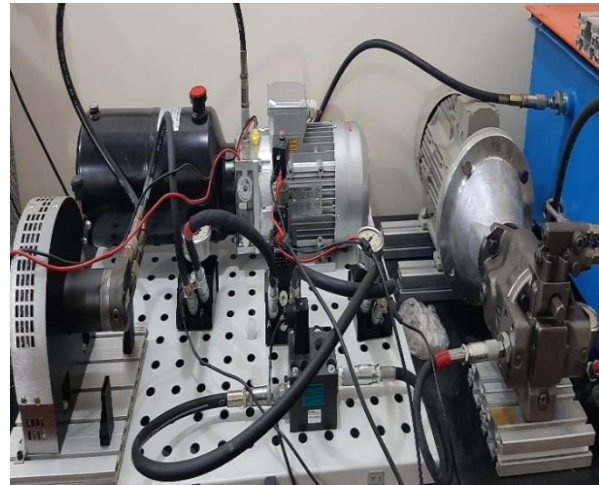
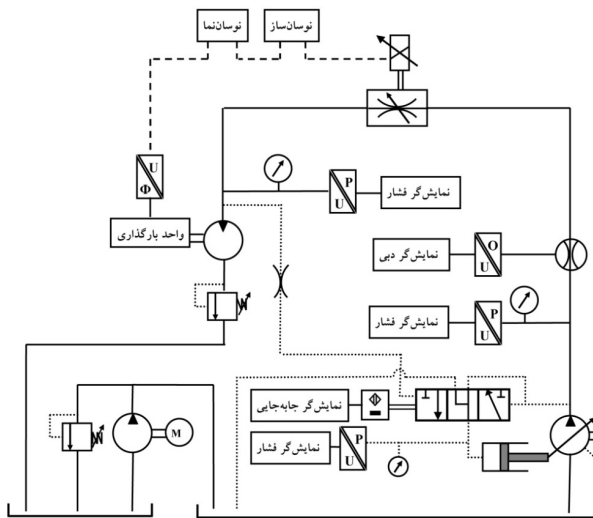
۲-۲- ارزیابی تجربی مدل ریاضی

به منظور ارزیابی تجربی مدل ریاضی پمپ دبی متغیر شامل سوپاپ کنترل جابجایی در شرایط کاری مختلف، طراحی و ساخت مجموعه‌ی نشان داده شده در شکل ۴ ضرورت دارد. برای تغییر جریان روغن ارسالی به موتور هیدرولیک، یک سوپاپ کنترل جریان تناسبی، مدل QDE3، به کار گرفته می‌شود. تغییر وضعیت سوپاپ تناسبی، از طریق یک نوسان‌ساز انجام می‌گیرد. از این رو، موقعیت جزء متحرک سوپاپ کنترل جریان، متناسب با سیگنال خروجی از نوسان‌ساز، تغییر می‌کند. از سوی دیگر، سیگنال خروجی از حسگر سرعت جزء متحرک موتور هیدرولیک، توسط نوسان‌ساز قابل دریافت و نمایش است. بر اساس فرمان الکتریکی ارسالی به سوپاپ تناسبی و سیگنال خروجی از حسگر سرعت موتور هیدرولیک، پاسخ بسامدی سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی قابل ترسیم خواهد بود. بدین ترتیب، امکان ارزیابی مدل ریاضی سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی شامل پمپ دبی متغیر دارای سوپاپ کنترل جابجایی پمپ، با مقایسه‌ی پاسخ بسامدی حاصل از تابع تبدیل سامانه‌ی انتقال توان، با پاسخ بسامدی تجربی، فراهم می‌گردد.

۳- نتایج و بحث

برای ارزیابی تجربی مدل ریاضی سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، شامل پمپ پیستون محوری، با سوپاپ کنترل جابجایی، در وضعیت کاری خلاص (حرکت جزء متحرک سوپاپ در محدوده‌ی $-u \leq x_s \leq u$)، محاسبه‌ی ضرایب مختلف، از جمله ضرایب خطی‌سازی شده‌ی جریان و نیرو، در یک نقطه‌ی کار معین و همچنین، ساده‌سازی نمودار روند نمای نشان داده شده در شکل ۳، اهمیت دارد. برای این منظور، در جدول ۱، متغیرهای حالت متناظر با یک نقطه‌ی کار، در وضعیت خلاص سوپاپ کنترل جابجایی پمپ، آمده است. بدین ترتیب، تابع تبدیل سامانه، در وضعیت کاری خلاص، بر اساس متغیرهای تعریف شده در جدول ۱، پس از محاسبه‌ی ضرایب مربوطه، به شرح زیر تعیین می‌گردد:

$$G_{HT}|_I = \frac{6 \times 10^8 s^5 + 4.93 \times 10^{11} s^4 + 1.84 \times 10^{15} s^3 + 1.88 \times 10^{18} s^2 + 3.84 \times 10^{20} s - 7.08 \times 10^{18}}{21.1s^7 + 3.5 \times 10^4 s^6 + 1.3 \times 10^8 s^5 + 1.4 \times 10^{11} s^4 + 4.4 \times 10^{13} s^3 + 1.8 \times 10^{15} s^2 + 6.6 \times 10^{16} s + 6.6 \times 10^{16}} \quad (78)$$



شکل ۴ سامانه ارزیابی تجربی مدل ریاضی پمپ پیستون محوری شامل سوپاپ کنترل جابجایی

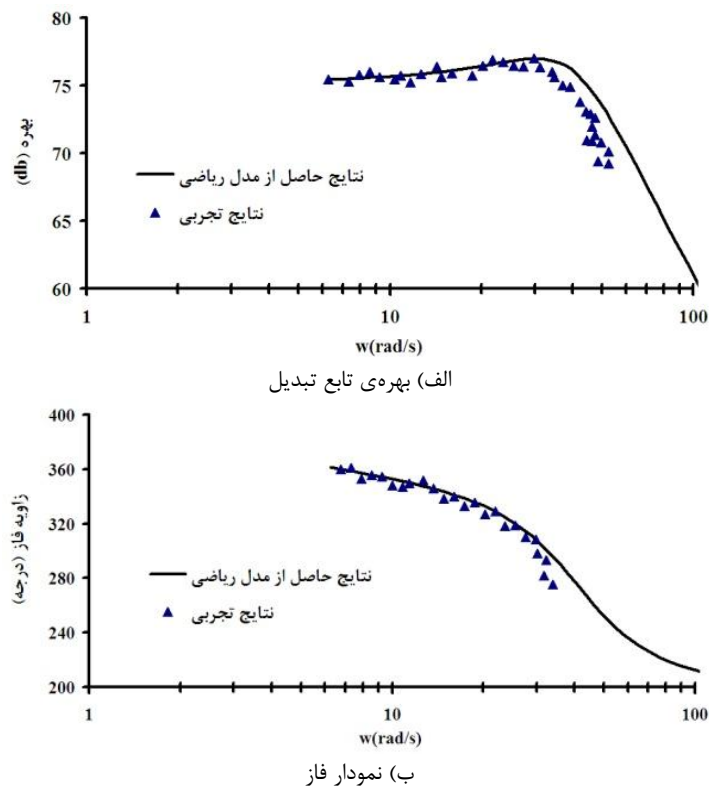
بر اساس رابطه‌ی (۷۸)، تابع تبدیل سامانه‌ی انتقال توان در وضعیت خلاص، رسته‌ی ۷، می‌باشد. این تابع تبدیل، شامل سه قطب حقیقی و دو زوج قطب مختلط، می‌باشد. از آنجایی که همه‌ی قطب‌های تابع تبدیل (۷۸)، در سمت چپ صفحه‌ی مختلط قرار دارند، سامانه‌ی انتقال توان در نقطه‌ی کار متناظر با متغیرهای حالت مندرج در جدول ۱، پایدار است. در شکل ۵، نیز، پاسخ بسامدی متناظر با تابع تبدیل (۷۸)، به همراه داده‌های حاصل از اندازه‌گیری‌های تجربی، نشان داده شده است. بر اساس شکل ۵، بهره‌ی متناظر با پاسخ بسامدی، در بسامد $(30/3 \text{ rad/s})$ ، بیشینه و برابر با ۷۷ (dB) تعیین می‌گردد. مطابق شکل ۵، در بسامدهای پایین (کمتر از (30 rad/s))، نتایج تجربی، انطباق مناسبی با نتایج حاصل از مدل ریاضی (تابع تبدیل ۷۸)، دارند. این در حالی است که به دلیل عملکرد ضعیف سوپاپ کنترل جریان تناسبی در بسامدهای بالاتر، نتایج تجربی، از نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، اندکی فاصله می‌گیرند.

در مرحله‌ی بعد، ارزیابی تجربی مدل ریاضی سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، شامل پمپ پیستون محوری با سوپاپ کنترل جابجایی، در شرایطی که جزء متحرک سوپاپ در محدوده‌ی $x_s \geq u$ حرکت می‌کند، ضرورت دارد. برای این منظور، تابع تبدیل سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، در این وضعیت کاری و بر اساس متغیرهای مندرج در جدول ۲، پس از محاسبه‌ی ضرایب خطی‌سازی شده‌ی جریان، نیروی ناشی از جریان و ...، به شرح زیر به دست می‌آید:

$$G_{HT}|_{II} = \frac{3.126 \times 10^7 s^3 + 1.35 \times 10^{10} s^2 + 5.873 \times 10^{11} s + 5.5 \times 10^{12}}{s^5 + 1287 s^4 + 3.85 \times 10^5 s^3 + 1.45 \times 10^7 s^2 + 1.67 \times 10^8 s + 1.4 \times 10^9} \quad (79)$$

جدول ۱ نقطه‌ی کار در وضعیت کاری خلاص

مقدار	کمیت
۱/۳۹ MPa	فشار روغن در مجرای خروجی پمپ (P_p)
۱/۲۲ MPa	فشار روغن در محفظه‌ی کنترل (P_c)
۰/۱۹ Mm	موقعیت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی (x_s)
۰/۲۲ Rad	زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل پمپ (α_{sp})
$4 \times 10^{-6} \text{ mm}^2$	سطح مقطع عبور جریان در سوپاپ کنترل (A_v)
-۵/۷۳ N.m	بار مقاوم وارد بر موتور هیدرولیک (T_A)
275 s^{-1}	ثابت مقاومت هیدرولیکی خط حسگر (ω_{As})



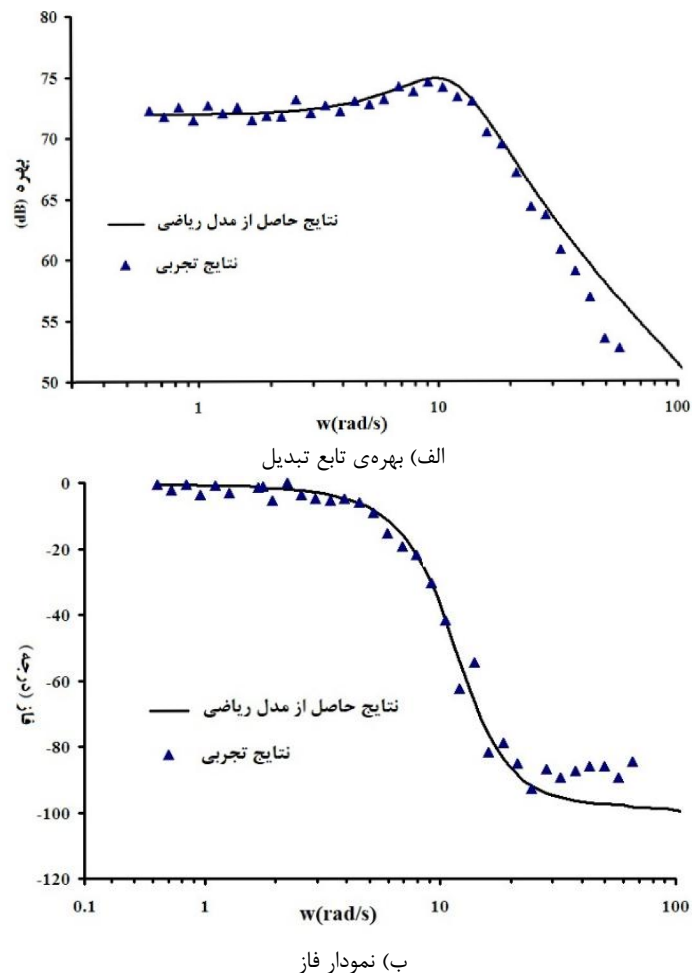
شکل ۵ ارزیابی تجربی تابع تبدیل سامانه‌ی انتقال توان در وضعیت کاری خلاص سوپاپ کنترل جابجایی

بر اساس رابطه‌ی (۷۹)، تابع تبدیل سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، در وضعیتی که جزء متحرک سوپاپ در محدوده‌ی $x_s \geq u$ حرکت می‌کند، رسته‌ی ۵ می‌باشد. با توجه به فرارگیری همه قطب‌ها در سمت چپ صفحه‌ی مختلط، سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، در نقطه‌ی کار متناظر با متغیرهای حالت مندرج در جدول ۲، در حالت پایدار عمل می‌کند. پاسخ بسامدی متناظر با تابع تبدیل (۷۹)، به همراه نتایج حاصل از اندازه‌گیری‌های تجربی، در شکل ۶، نشان داده شده است. پاسخ بسامدی نشان داده شده در شکل ۶، در بسامد $9/81 \text{ (rad/s)}$ ، بیشینه بوده و اندازه‌ی برابر با، $74/9 \text{ (dB)}$ ، دارد. نسبت میرایی متناظر با قطب‌های غالب تابع تبدیل (۷۹) نیز، برابر با $0/48$ ، تعیین می‌شود.

جدول ۲ نقطه‌ی کار سامانه در شرایط حرکت جزء متحرک سوپاپ در محدوده‌ی $X_s \geq u$

مقدار	کمیت
۱/۱۶ MPa	فشار روغن در مجرای خروجی پمپ (P_p)
۱/۱۶ MPa	فشار روغن در محفظه‌ی کنترل (P_c)
۰/۴۸۳ Mm	موقعیت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی (X_s)
۰/۲۵۵ Rad	زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل پمپ (α_{sp})
$۴/۳ \times 10^{-6} \text{ mm}^2$	سطح مقطع جریان در سوپاپ کنترل (A_v)
-۷/۴۲ N.m	بار مقاوم وارد بر موتور هیدرولیک (T_A)
$۲۵ \cdot \text{s}^{-1}$	مقاومت هیدرولیکی خط حسگر (ω_{As})

مطابق شکل ۶، در بسامدهای پایین (کمتر از ۳۰ rad/s)، نتایج تجربی، انطباق قابل قبولی با نتایج حاصل از حل مدل ریاضی (پاسخ بسامدی متناظر با تابع تبدیل (۷۹))، دارند. در این وضعیت کاری سوپاپ کنترل جابجایی، به دلیل عملکرد ضعیف سوپاپ کنترل جریان تناسبی در بسامدهای بالاتر از ۳۰ (rad/s) ، نتایج تجربی از پاسخ بسامدی تئوری اندکی فاصله می‌گیرند.

شکل ۶ ارزیابی تجربی تابع تبدیل سامانه‌ی انتقال توان در شرایط حرکت جزء متحرک سوپاپ در محدوده‌ی $X_s \geq u$

در نهایت، به منظور ارزیابی درستی مدل ریاضی سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی شامل پمپ پیستون محوری با سوپاپ کنترل جابجایی، در وضعیتی که جزء متحرک سوپاپ در محدوده‌ی $x_s \leq -u$ حرکت می‌کند، تابع تبدیل سامانه بر اساس متغیرهای مندرج در جدول ۳، پس از محاسبه‌ی ضرایب خطی‌سازی شده‌ی جریان، به شرح زیر به دست می‌آید:

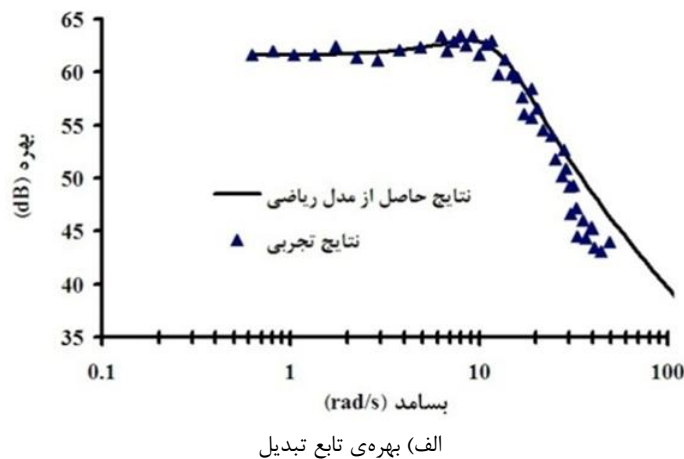
$$G_{HT|III} = \frac{2.12 \times 10^7 s + 4.014 \times 10^8}{s^3 + 2351s^2 + 3.2 \times 10^4 s + 3.4 \times 10^5} \quad (۸۰)$$

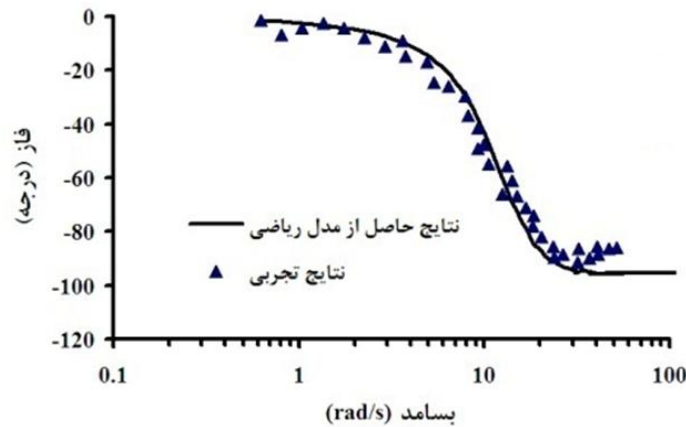
تابع تبدیل در رابطه‌ی (۸۰)، شامل دو قطب غالب موهومی، یک قطب حقیقی و یک صفر حقیقی می‌باشد. نسبت میرایی متناظر با قطب غالب سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی مفروض، در این شرایط کاری، برابر با، $۰/۵۶۲$ ، تعیین می‌شود. با توجه به قرارگیری تمامی قطب‌های تابع تبدیل (۸۰) در سمت چپ صفحه‌ی مختلط، سامانه‌ی انتقال توان، در نقطه‌ی کار متناظر با متغیرهای حالت مندرج در جدول ۳، پایدار است.

جدول ۳ نقطه‌ی کار سامانه‌ی انتقال توان در شرایط حرکت جزء متحرک سوپاپ در محدوده‌ی $x_s \leq -u$

مقدار	کمیت
۶/۷ MPa	فشار روغن در مجرای خروجی پمپ (P_p)
۰ MPa	فشار روغن در محفظه‌ی کنترل (P_c)
-۰/۵۴ Mm	موقعیت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی (x_s)
۰/۳۱۴ Rad	زاویه‌ی تمایل صفحه‌ی کنترل پمپ (α_{sp})
$۸ \times 10^{-6} \text{ mm}^2$	سطح مقطع عبور جریان در سوپاپ کنترل (A_v)
۳/۴۱ N.m	بار مقاوم وارد بر جزء متحرک موتور (T_A)
۱۱۰ s^{-1}	ثابت مربوط به مقاومت خط حسگر (ω_{As})

در شکل ۷، پاسخ بسامدی متناظر با تابع تبدیل (۸۰)، به همراه نتایج حاصل از اندازه‌گیری‌های تجربی، نشان داده شده است. پاسخ بسامدی نشان داده شده در شکل ۷، در بسامدی برابر با، $۷/۹۵ \text{ (rad/s)}$ ، بیشینه می‌باشد و اندازه‌ای برابر با، $۶۲/۹ \text{ (dB)}$ دارد. مطابق شکل ۷، در بسامدهای پایین‌تر از ۳۰ (rad/s) ، نتایج تجربی، انطباق مناسبی با نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، دارند. به دلیل عملکرد ضعیف سوپاپ کنترل جریان تناسبی در بسامدهای بالاتر، نتایج تجربی، اندکی، از نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، فاصله می‌گیرند.





ب) نمودار فاز

شکل ۷ ارزیابی تجربی تابع تبدیل سامانه‌ی انتقال توان در شرایط حرکت جزء متحرک سوپاپ در محدوده‌ی $x_s \leq -u$

۴- نتیجه‌گیری

راندمان پمپ‌های پیستون محوری، با توجه به جابه‌جایی حجم بالای روغن، تحت تاثیر روش کنترل و تنظیم فشار روغن قرار دارند. از این رو، برای بهبود عملکرد پمپ‌های پیستون محوری در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی، تغییر حجم جابجایی آن‌ها، بر اساس بار وارد بر جزء متحرک عملگر هیدرولیک، انجام می‌گیرد. در این مقاله، از سوپاپ کنترل جابجایی با همپوشانی منفی، برای تعیین حجم روغن ارسالی به سیلندر فرمان و در نهایت، تغییر حجم جابجایی پمپ پیستون محوری، متناسب با بار خارجی وارد بر عملگر هیدرولیک، استفاده گردید. سپس، به منظور ارزیابی عملکرد سوپاپ کنترل جابجایی در ساختار پمپ پیستون محوری، بازنویسی روابط ریاضی حاکم بر آن در حوزه‌ی بسامد، انجام گرفت. همچنین، به منظور ارزیابی درستی مدل ریاضی ارائه شده، طراحی و ساخت سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی شامل پمپ پیستون محوری دارای سوپاپ کنترل جابجایی، موتور هیدرولیکی جابجایی ثابت و سوپاپ کنترل جریان بدون جبران‌کننده‌ی فشار، انجام گرفت. انطباق مناسب پاسخ بسامدی حاصل از نتایج تجربی با نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، به‌ویژه در بسامدهای پایین، درستی مدل ریاضی را تایید کرد. ارزیابی و تحلیل مدل ریاضی ارائه شده نشان داد که رسته تابع تبدیل پمپ پیستون محوری در سه وضعیت کاری متفاوت، شامل، افزایش، کاهش و تثبیت حجم جابجایی پمپ، به ترتیب، برابر با، ۷، ۵ و ۳، می‌باشد. بررسی‌های بیشتر نشان داد که به کارگیری سوپاپ کنترل جابجایی با همپوشانی منفی، برای تغییر دبی روغن خروجی از پمپ، در سه وضعیت کاری، موجب عملکرد پایدار پمپ در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، می‌گردد.

فهرست علائم

A_c	سطح مقطع سیلندر کنترل (mm^2)
A_s	سطح موثر اسپول سوپاپ کنترل جابجایی (mm^2)
A_{si}	سطح مقطع عبور جریان در تنگنای ام سوپاپ کنترل جابجایی پمپ (mm^2)
A_v	سطح مقطع عبور جریان در تنگنای سوپاپ کنترل جریان (mm^2)
B_A	ضریب مستهلک‌کننده‌ی ویسکوز موتور (Nsm^{-1})
B_s	ضریب مستهلک‌کننده‌ی ویسکوز جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی (Nsm^{-1})
C_{AL}	ضریب ثابت نشت در هیدروموتور ($\text{m}^3\text{s}^{-1}\text{Pa}^{-1}$)
C_d	ضریب تخلیه سوپاپ کنترل جابجایی
D_A	حجم جابه‌جایی موتور هیدرولیک (m^3)
F_{s0}	نیروی اولیه‌ی فنر (N)
F_x	نیروی ناشی از جریان روغن (N)

I_A	گشتاور دوم سطح اجزای متحرک و بار متصل به موتور هیدرولیک (Nms^2)
I_{sp}	گشتاور دوم سطح اجزای متحرک پمپ (Nms^2)
K_{ci}	ضریب فشار- جریان تنگنای آم سوپاپ کنترل جابجایی ($m^5s^{-1}N^{-1}$)
K_{fci}	ضریب نیروی جریان- فشار تنگنای آم سوپاپ کنترل جابجایی (m^2)
K_{fqi}	بهره‌ی نیرو- جریان تنگنای آم سوپاپ کنترل جابجایی (Nm^{-1})
K_{qi}	بهره‌ی جریان تنگنای آم سوپاپ کنترل جابجایی (m^2s^{-1})
K_s	ضریب ارتجاعی فنر (Nm^{-1})
M_s	جرم اسپول سوپاپ کنترل جابجایی (kg)
P_A	فشار روغن در مجرای ورودی هیدروموتور (MPa)
P'_A	فشار روغن در خط فرمان (MPa)
P_C	فشار روغن در محفظه‌ی کنترل پمپ (MPa)
P_p	فشار روغن در مجرای خروجی پمپ (MPa)
Q_A	دبی روغن ارسالی به موتور هیدرولیک (m^3s^{-1})
Q_{AL}	دبی روغن نشستی در موتور هیدرولیک (m^3s^{-1})
Q_p	دبی روغن خروجی از پمپ (m^3s^{-1})
Q_{pL}	دبی روغن نشستی در پمپ (m^3s^{-1})
Q_{s1}	دبی روغن ارسالی به محفظه‌ی کنترل پمپ از طریق سوپاپ کنترل جابجایی (m^3s^{-1})
Q_s	دبی روغن خروجی از محفظه‌ی کنترل پمپ (m^3s^{-1})
Q_v	دبی روغن عبوری از سوپاپ کنترل جریان (m^3s^{-1})
R_{As}	مقاومت در برابر جریان روغن (Nsm^{-5})
R_p	شعاع گام پیستون‌ها در پمپ (m)
T_A	گشتاور مقاوم بار وارد بر جزء متحرک موتور (Nm)
u	هم‌پوشانی سوپاپ کنترل جابجایی پمپ (m)
V_A	حجم مجرای ورودی موتور هیدرولیک (m^3)
V_C	حجم محفظه‌ی کنترل پمپ (m^3)
V_{Ls}	حجم خط فرمان سوپاپ کنترل جابجایی (m^3)
V_p	حجم مجاری خروجی پمپ (m^3)
x_c	موقعیت جزء متحرک سیلندر کنترل (m)
x_s	موقعیت جزء متحرک سوپاپ کنترل جابجایی (m)
x_{si}	موقعیت اولیه‌ی اسپول سوپاپ کنترل جابجایی (m)
x_v	جابه‌جایی جزء متحرک تنگنای قابل تنظیم (m)
α_{sp}	شیب صفحه‌ی کنترل پمپ (rad)
β	مدول بالک روغن (Nm^{-2})
φ_A	سرعت دورانی جزء متحرک موتور ($rad.s^{-1}$)
θ	زاویه‌ی خروج روغن از حجم کنترل سوپاپ (rad)
ω_A	بسامد طبیعی تابع تبدیل مربوط به معادله‌ی حرکت و پیوستگی جریان در موتور ($rad.s^{-1}$)
ω_{As}	ثابت زمانی تابع تبدیل پیوستگی جریان در خط فرمان سوپاپ کنترل جابجایی (s^{-1})
ω_p	ثابت زمانی تابع تبدیل پیوستگی در خروجی پمپ (s^{-1})
ω_s	بسامد طبیعی تابع تبدیل متناظر با معادله‌ی حرکت سوپاپ کنترل جابجایی پمپ ($rad.s^{-1}$)

$$\begin{aligned} \omega_{sp} & \text{ بسامد طبیعی تابع تبدیل حرکت پمپ (rad.s}^{-1}\text{)} \\ \xi_A & \text{ نسبت میرایی تابع تبدیل مربوط به معادله‌ی حرکت و پیوستگی جریان در موتور هیدرولیک} \\ \xi_p & \text{ نسبت میرایی تابع تبدیل مربوط به پمپ پیستون محوری} \\ \xi_s & \text{ نسبت میرایی تابع تبدیل متناظر با معادله‌ی حرکت سوپاپ کنترل جابجایی پمپ} \\ \xi_{sp} & \text{ نسبت میرایی تابع تبدیل مربوط به معادله‌ی حرکت پمپ} \end{aligned}$$

References

- [1] Zong J, Zhenyu W, Xiaochao L, Hujiang W, Pengyuan Q, Weizhi Q. Multi-parameter load sensing pump model simulation and flow rate characteristics research. *Chinese Journal of Aeronautics*. 2022 January 10; 35 (12): 296-308. doi: [10.1016/j.cja.2021.12.007](https://doi.org/10.1016/j.cja.2021.12.007)
- [2] Jian-Sen W, Wei-Dong C, Xin-Long H, Zheng-Rong W, Zhi-Wei Z. General model for kinematic analysis of swash plate axial piston pump. *Journal of Lanzhou University of Technology*. 2021 October 21; 47(5): 59-64. doi: [EN/Y2021/V47/I5/59](https://doi.org/EN/Y2021/V47/I5/59)
- [3] Mondal N, Saha R, Sanyal D. Pressure compensator design, simulation and performance evaluation of a variable displacement swash plate type axial piston pump. *Sigma Journal of Engineering and Natural Sciences*. 2021 June 14; 39(2):123-130. doi: [10.14744/sigma.2021.00002](https://doi.org/10.14744/sigma.2021.00002)
- [4] Hong H, Zhao C, Zhang B, Bai D, Yang H. Flow ripple reduction of axial piston pump by structure optimizing of outlet triangular damping groove. *Processes*. 2020 December 17; 8(12): 1664-1679. doi: [10.3390/pr8121664](https://doi.org/10.3390/pr8121664)
- [5] Lovrec D, Kastrevc M, Ulaga S. Electro-hydraulic load sensing with a speed-controlled hydraulic supply system on forming machines. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2008 June 5; 41(1): 1066-1075. doi: [10.1007/s00170-008-1553-y](https://doi.org/10.1007/s00170-008-1553-y)
- [6] Wu D, Schoenau G, Burton R, Bitner D. Model and experimental validation of a load sensing system. *International Journal of Fluid Power*. 2005 Jan 14; 6(3): 5-18. doi: [10.1080/14399776.2005.10781225](https://doi.org/10.1080/14399776.2005.10781225)
- [7] Fang X, Ouyang X, Huayong Y. Investigation into the effects of the variable displacement mechanism on swash Plate oscillation in high-speed piston pumps. *Applied Science*. 2018 April 24; 8(5): 658-674. doi: [10.3390/app8050658](https://doi.org/10.3390/app8050658)
- [8] Casoli P, Pastori M, Scolari F, Rundo M. Active pressure ripple control in axial piston pumps through high-frequency swash plate oscillations- a theoretical analysis. *Energies*. 2019 April 10; 12(7): 1377-1395. doi: [10.3390/en12071377](https://doi.org/10.3390/en12071377)
- [9] Cui H, Feng K, Li H, Han J. Response characteristics analysis and optimization design of load sensing variable pump. *Mathematical Problems in Engineering*. 2016 Dec 22; 9(1): 1-10. doi: [10.1155/2016/6379121](https://doi.org/10.1155/2016/6379121)
- [10] Moslatt G, Hansen M, Karlsen N. A model for torque losses in variable displacement axial piston motors. *Modeling, Identification and Control*. 2018 April 17; 39(2): 107-114. doi: [10.4173/mic.2018.2.5](https://doi.org/10.4173/mic.2018.2.5)
- [11] Tang H, Yang W, Wang Z. A model-based method for leakage detection of piston pump under variable load condition. *Access*. 2019 August 8; 7: 99771-99781. doi: [10.1109/ACCESS.2019.2930816](https://doi.org/10.1109/ACCESS.2019.2930816)
- [12] He W, Huang J, Hao H, Quan L, Ji S, Zhao B. Design and analysis of a swashplate control system for an asymmetric axial piston pump. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2020 February 21; 140(2): 021005. doi: [10.1115/1.4045322](https://doi.org/10.1115/1.4045322)
- [13] Mitov A, Krlev J, Slavov T, Angelov I. Design of embedded control system for open circuit axial piston pump. 22nd International Symposium on Electrical Apparatus and Technologies. 2022 June 1-4; Bourgas, Bulgaria. The Institute of Electrical and Electronics Engineers; 2022.
- [14] Chao Q, Xu Z, Tao J, Liu C. A promising design to reduce compressibility effects, pressure ripple and cavitation for high-speed and high-pressure axial piston pumps. *Alexandria Engineering Journal*. 2023 January 23; 62: 509-521. doi: [10.1016/j.aej.2023.07.048](https://doi.org/10.1016/j.aej.2023.07.048)
- [15] Ying P, Tang H, Chen L, Ren Y, Kumar A. Dynamic modeling and vibration characteristics of multibody system in axial piston pump. *Alexandria Engineering Journal*. 2023 January 23; 62: 523-540. doi: [10.1016/j.aej.2023.07.046](https://doi.org/10.1016/j.aej.2023.07.046)