

تعیین کمیت‌های موثر در رابطه‌ی خطی‌سازی شده‌ی جریان برای سوپاپ‌های کنترل جهت هیدرولیکی

پژمان نیک اندیش*
 سید مینایی
 برات قبادیان
 محمد جواد شیخ داودی

استادیار، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی شاپور دزفول
 دانشیار، دانشکده مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس تهران
 دانشیار، دانشکده مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس تهران
 دانشیار، دانشکده مکانیک، دانشگاه شهید چمران اهواز

چکیده

در این مقاله، تعیین ضریب تخلیه و ضرایب خطی‌سازی شده‌ی جریان برای سوپاپ کنترل جهت هیدرولیکی، شامل اسپول با هم‌پوشانی صفر و منفی در دستور کار قرار دارد. ضریب تخلیه‌ی تنگنای ایجاد شده توسط اسپول در شرایط آشفته‌ی جریان در حدود ۰/۶۲۲۹ و شیب بخش خطی منحنی $C_d - \sqrt{Re}$ ، برابر ۰/۲۲۲ تعیین گردید. ارزیابی نتایج نشان می‌دهد که دامنه‌ی تغییرات ضریب فشار-جریان سوپاپ‌های با هم‌پوشانی صفر نسبت به سوپاپ‌های با هم‌پوشانی منفی کمتر است. از طرفی، سوپاپ‌های با هم‌پوشانی صفر، تغییرات بیش‌تری را در بهره‌ی جریان نسبت به سوپاپ‌های با هم‌پوشانی منفی ایجاد می‌کنند.

واژه‌های کلیدی: هیدرولیک، ضریب تخلیه، اسپول، هم‌پوشانی، بهره‌ی جریان، ضریب فشار جریان

Determination of the Effective Quantities in Flow Linearized Equation for Hydraulic Directional Control Valves

P. Nikandish Assistant Professor, Mechanical Engineering Department, Joundi-Shapur University of Technology, Dezful
S. Minaee Associate Professor, Mechanical Engineering Department, Tarbiat Modares University
B. Gobadian Associate Professor, Mechanical Engineering Department, Tarbiat Modares University
M. J. Sheikh Davodie Associate Professor, Mechanical Engineering Department, Shahid Chamran University of Ahvaz

Abstract

In this paper, the discharge coefficient and the flow linearized coefficients for hydraulic valves with spool are examined. The discharge coefficient was determined for orifice created by spool in turbulent flow and the linear part slope of $C_d - \sqrt{Re}$ curve, 0.6229 and 0.222, respectively. Furthermore, the variation range of pressure-flow coefficient for valves with zero overlap is less than valves with negative overlap. On the other hand, the flow gain for valves with zero overlap has more changes than valves with negative overlap.

Keywords: Hydraulic, Discharge coefficient, Spool, Overlap, Flow gain, Pressure-flow coefficient

۱- مقدمه

در سامانه‌های هیدرولیک، از سوپاپ‌های کنترل جهت، جریان و فشار به‌ترتیب برای تغییر مسیر حرکت، تغییر سرعت و تغییر نیروی خروجی عضو متحرک عملگر استفاده می‌شود. جهت حرکت یک سیلندر یا موتور هیدرولیک، توسط سوپاپ‌های کنترل جهت تغییر می‌کند. با کنترل و تنظیم فشار روغن توسط سوپاپ‌های کنترل فشار، نیرو یا گشتاور خروجی وارد از طرف عضو متحرک عملگر به بار تغییر می‌کند. در سوپاپ‌های کنترل هیدرولیکی، اسپول^۱ و پاپت^۲، به عنوان عضوهای متحرک متداول برای کنترل و تغییر مسیر روغن ارسالی به عملگر (سیلندر یا موتور هیدرولیک) به‌کارگرفته می‌شوند [۱]. اسپول از طریق لغزش در درون یک پوشش استوانه‌ای و پاپت در اثر قرارگیری بر روی نشیمنگاه، امکان کنترل روغن عبوری در سوپاپ‌ها را فراهم می‌کند. اسپول شامل یک محور بوده که بر روی آن برآمدگی‌ها یا پیستون‌هایی ایجاد می‌شود [۲]. بسته به تعداد و آرایش مجاری سوپاپ، اسپول ممکن است شامل برآمدگی متعددی باشد. در همه‌ی سوپاپ‌های کنترل هیدرولیکی، حرکت اسپول یا پاپت در کنار عضو ثابت سوپاپ، تنگنای قابل تنظیمی برای تغییر و کنترل دبی روغن عبوری ایجاد می‌کنند [۲] و [۳]. در مدل‌سازی ریاضی و طراحی سامانه‌های هیدرولیک، تعیین دبی روغن عبوری از سوپاپ‌های کنترل ضرورت دارد. بررسی‌ها نشان می‌دهد که دبی روغن عبوری از تنگنای قابل تنظیم، علاوه بر سطح مقطع عبور جریان، تحت تأثیر اختلاف فشار روغن در دو طرف تنگنا، سرعت جریان روغن (که بستگی زیادی به شکل تنگنا دارد)، طول تنگنا، لزجت سیال، چگالی سیال و نوع جریان (جریان لایه‌ای، جریان آشفته) نیز قرار دارد [۴] و [۵]. بر اساس معادله‌ی برنولی، برای سیالات تراکم‌ناپذیر و جریان‌های آشفته، دبی روغن عبوری از یک تنگنای ساده (Q_v)، به‌کمک رابطه‌ی زیر به دست می‌آید [۶]:

$$Q_v = C_d A_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (1)$$

ضریب تخلیه (C_d) به کمیت‌های مختلفی از جمله اصطکاک بین روغن و جداره‌ی تنگنا، لزجت روغن، نوع جریان و شکل تنگنا بستگی دارد [۲] و [۷]. در بیشتر شرایط کاری، به دلیل هدایت قابل توجه روغن از تنگناهای ایجاد شده در سوپاپ‌های کنترل، جریان عبوری از آنها به صورت آشفته خواهد بود. در این حالت ضریب تخلیه ثابت بوده و مستقل از عدد رینولدز می‌باشد [۴]. در شرایطی دیگر که دبی روغن عبوری از سوپاپ کنترل جزئی باشد، روغن به صورت لایه‌ای جریان پیدا می‌کند. تحت این شرایط ضریب تخلیه به عدد رینولدز وابسته است [۸].

از رابطه‌ی (۱) برای تعیین دبی، در شرایطی که روغن عبوری از تنگنا به صورت لایه‌ای جریان دارد نیز استفاده می‌شود. در این حالت، ضریب تخلیه بر حسب عدد رینولدز، به صورت تجربی تعیین می‌گردد [۶]. دبی روغن عبوری در برخی سوپاپ‌های کنترل هیدرولیکی، مانند سوپاپ‌های فرمان و حسگر بار در پمپ‌های جابه‌جایی متغیر، همواره جزئی است. از این رو به منظور تعیین دبی روغن عبوری از سوپاپ‌های کنترل و در نهایت تحلیل عملکرد مدارهای هیدرولیک، دستیابی به مقدار دقیق ضریب تخلیه در وضعیت‌های کاری مختلف و شرایط متفاوت جریان، ضرورت دارد [۹].

در بسیاری از کاربردها، از جمله تنگناهای ایجاد شده توسط عضو متحرک سوپاپ‌های کنترل جریان و جهت (اسپول یا پاپت)، تعیین ضریب تخلیه و سطح مقطع عبور جریان دشوار است [۱۰]. برای اولین بار، ضریب تخلیه در تنگناهای ساده‌ی لبه تیز، توسط مریت [۶] در سال ۱۹۶۷ مورد بررسی قرار گرفت. مریت بر اساس داده‌های تجربی رابطه‌ی نمایی برای تخمین ضریب تخلیه در جریان‌های آرام و آشفته ارائه نمود [۲]. ویال و ژانگ [۸] در سال ۲۰۰۰، ضریب تخلیه را برای تنگناهای ساده با طول‌های مختلف به صورت تجربی تعیین کردند. همچنین وسکو و لیپ‌پولیس [۱۱] در سال ۲۰۰۲ روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی را برای محاسبه‌ی ضریب تخلیه در سوپاپ‌های هیدرولیکی به‌کارگرفتند. آنها نیز وابستگی ضریب تخلیه به ریشه‌ی دوم عدد رینولدز را تأیید نمودند. وو و همکاران [۹] نیز در سال ۲۰۰۲، بر اساس پژوهش‌های مریت، ضریب تخلیه را برای تنگنای ایجاد شده توسط عضو متحرک سوزنی در سوپاپ‌های کنترل جریان مورد بررسی قرار دادند. آنها ضریب تخلیه در شرایط آشفته‌ی جریان را برای تنگناهای ایجاد شده توسط عضو متحرک سوزنی، در حدود ۰/۷۵ برآورد نمودند. وو و همکاران نیز با توسعه‌ی مدل تجربی ارائه شده توسط مریت، به رابطه‌ی نمایی دقیق‌تری برای تخمین ضریب تخلیه‌ی در تنگناهای لبه تیز و تنگناهای شامل عضو متحرک سوزنی بر حسب عدد رینولدز دست یافتند [۹].

با توجه به ضرورت بیان شده، در بخش اول این مقاله، تعیین ضریب تخلیه برای سوپاپ هیدرولیک شامل اسپول به صورت تجربی در دستور کار قرار می‌گیرد. سپس به منظور امکان استفاده از نتایج به‌دست آمده در مدل‌سازی ریاضی مدارهای هیدرولیک، منحنی برازش شده با داده‌های تجربی هر یک از تنگناها ارائه می‌شود. به منظور مدل‌سازی ریاضی و تحلیل مدارهای هیدرولیک در شرایط مختلف، خطی‌سازی رابطه‌ی (۱) اهمیت زیادی دارد. بر اساس بسط تیلور، رابطه‌ی (۱) به صورت زیر خطی می‌شود [۴]:

¹ Spool

² Poppet

$$Q_V - Q_{V0} = K_q (x - x_0) + K_c (P - P_0) \\ = K_q \Delta x + K_c \Delta P \quad (2)$$

K_q و K_c به ترتیب بهره‌ی جریان و ضریب فشار- جریان تنگنای ایجاد شده در سوپاپ کنترل تعریف می‌شوند. پلامبرگ در سال ۱۹۸۵ و وو در سال ۲۰۰۲ نشان دادند که پایداری پمپ‌های جابه‌جایی متغیر شامل حسگر بار تا حدود زیادی تحت تأثیر دو ضریب خطی‌سازی شده‌ی K_q و K_c قرار دارد [۹]. همچنین لانتو [۱۲] در سال‌های ۱۹۹۰ و ۱۹۹۱ و پیترسون و همکاران [۱۳] در سال ۱۹۹۶، نیز تأثیر دو ضریب K_q و K_c را بر روی رفتار دینامیکی پمپ‌های جابه‌جایی متغیر تأیید نمودند. با توجه به کاربرد وسیع سوپاپ‌های کنترل جهت شامل اسپول با هم‌پوشانی صفر و منفی در کنترل جابه‌جایی پمپ‌های پیستون محوری مستقیم و خمیده، بخش دوم این مقاله به ارزیابی روابط ریاضی برای تعیین دو ضریب خطی‌سازی شده‌ی K_q و K_c اختصاص می‌یابد. همچنین به منظور ارزیابی روابط ریاضی، تعیین ضرایب K_q و K_c برای سوپاپ‌های شامل اسپول با هم‌پوشانی صفر و منفی نیز به صورت تجربی در دستور کار قرار می‌گیرد. در نهایت تأثیر میزان هم‌پوشانی بر ضرایب خطی‌سازی و دبی روغن عبوری از سوپاپ‌های کنترل جهت با هم‌پوشانی صفر و منفی بررسی می‌شود.

۲- بسط روابط ریاضی

۲-۱- توسعه روابط ریاضی برای تعیین ضریب تخلیه

در این پژوهش از مدل توسعه یافته‌ی وو برای تعیین ضریب تخلیه‌ی تنگناهای ایجاد شده در سوپاپ‌های کنترل هیدرولیکی استفاده می‌شود. وو رابطه‌ی نمایی زیر را برای تخمین ضریب تخلیه‌ی جریان (جریان آشفته و لایه‌ای) عبوری از یک تنگنا در سامانه‌های هیدرولیک ارائه کرد [۹]:

$$C_d = C_{d\infty} \left[1 + k_1 e^{-\frac{\lambda_1}{C_{d\infty}} \sqrt{Re}} + k_2 e^{-\frac{\lambda_2}{C_{d\infty}} \sqrt{Re}} \right] \quad (3)$$

ضرایب k_1 ، k_2 ، λ_1 و λ_2 به نوع جریان روغن و شکل تنگنا بستگی دارند. بر اساس رابطه‌ی (۳)، ضریب تخلیه تحت تأثیر ریشه‌ی دوم عدد رینولدز قرار دارد. به منظور چگونگی تعیین ضرایب تعریف شده در رابطه‌ی (۳)، توجه به تغییرات ضریب تخلیه بر حسب ریشه‌ی دوم عدد رینولدز ضرورت دارد. بررسی‌ها نشان می‌دهد که در جریان‌های با رینولدز پایین، منحنی $C_d - \sqrt{Re}$ شامل خطی با شیب λ می‌باشد ($C_d = \lambda \cdot \sqrt{Re}$). از طرفی در جریان‌های با رینولدز بالا، منحنی $C_d - \sqrt{Re}$ به خط افقی که به اندازه‌ی $C_{d\infty}$ از مبدا فاصله دارد، نزدیک می‌شود. همچنین در حد فاصل دو بخش خطی و افقی منحنی $C_d - \sqrt{Re}$ ، متناظر با $\sqrt{Re_{max}}$ ، بیشینه‌ی مقدار ضریب تخلیه

حاصل می‌شود (C_{dmax}). بدین ترتیب ضرایب تعریف شده در رابطه‌ی (۳) به صورت زیر تعیین می‌شوند:

- شرط اولیه:

$$C_d \Big|_{\sqrt{Re}=0} = 1 + k_1 + k_2 = 0 \quad (4)$$

- شیب بخش خطی منحنی $C_d - \sqrt{Re}$ ، برابر λ در نظر گرفته می‌شود:

$$\frac{\partial C_d}{\partial \sqrt{Re}} \Big|_{\sqrt{Re}=0} = \lambda \Rightarrow -k_1 \lambda_1 - k_2 \lambda_2 = \lambda \quad (5)$$

- بیشینه‌ی ضریب تخلیه:

$$\frac{\partial C_d}{\partial \sqrt{Re}} \Big|_{\sqrt{Re_{max}}} = 0 \\ \Rightarrow -k_1 \lambda_1 e^{-\frac{\lambda_1}{C_{d\infty}} \sqrt{Re_{max}}} - k_2 \lambda_2 e^{-\frac{\lambda_2}{C_{d\infty}} \sqrt{Re_{max}}} = 0 \quad (6)$$

$$C_{dmax} = C_{d\infty} \left[1 + k_1 e^{-\frac{\lambda_1}{C_{d\infty}} \sqrt{Re_{max}}} + k_2 e^{-\frac{\lambda_2}{C_{d\infty}} \sqrt{Re_{max}}} \right] \quad (7)$$

با حل هم‌زمان معادلات (۳) تا (۷)، ضرایب k_1 ، k_2 ، λ_1 و λ_2 به شرح زیر تعیین می‌شوند:

$$\lambda_1 = \frac{\lambda e^{-\frac{\lambda_2}{C_{d\infty}} \sqrt{Re_{max}}}}{\frac{C_{dmax}}{C_{d\infty}} + e^{-\frac{\lambda_2}{C_{d\infty}} \sqrt{Re_{max}}} - 1} \quad (8)$$

$$\lambda_2 = \frac{\lambda e^{-\frac{\lambda_1}{C_{d\infty}} \sqrt{Re_{max}}}}{\frac{C_{dmax}}{C_{d\infty}} + e^{-\frac{\lambda_1}{C_{d\infty}} \sqrt{Re_{max}}} - 1} \quad (9)$$

$$k_1 = \frac{\lambda - \lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1} \quad (10)$$

$$k_2 = \frac{\lambda - \lambda_1}{\lambda_1 - \lambda_2} \quad (11)$$

۲-۲- تعیین سطح مقطع عبور جریان برای مقاطع مختلف

در محاسبه‌ی دبی روغن عبوری از تنگنا (رابطه‌ی ۱)، تعیین سطح مقطع عبور سیال اهمیت ویژه‌ای دارد. برای این منظور، در این قسمت، تعیین سطح مقطع عبور جریان در سوپاپ‌های کنترل هیدرولیکی شامل اسپول با هم‌پوشانی صفر و منفی در دستور کار قرار می‌گیرد. بررسی‌ها نشان می‌دهد که تغییر مسیر جریان روغن در بسیاری از سوپاپ‌های کنترل جهت به‌وسیله‌ی اسپول انجام می‌گیرد. کیم و چو [۱۴] در سال ۱۹۹۱ و بسیاری دیگر از محققین، مقطع عبور روغن در سوپاپ‌های کنترل جهت شامل اسپول را به شکل مستطیل در نظر گرفتند. کاهش تعداد معادلات غیر خطی به کار رفته در مدل‌سازی ریاضی سامانه‌های هیدرولیک و همچنین ساده‌سازی معادلات حاکم، دلیل این فرض گزارش شده است [۱۰]. در حالی که مطابق شکل ۱، تنگنای ایجاد شده در سوپاپ‌کنترل جهت اسپولی با

- تعیین $\left. \frac{\partial c_d}{\partial x} \right|_0$: بر اساس رابطه‌ی (۳)، ضریب تخلیه، تابعی

از عدد رینولدز است. از طرفی با توجه به وابستگی عدد رینولدز به دبی روغن عبوری از تنگنا و محیط مقطع عبور جریان (S_V) ، تغییرات ضریب تخلیه نسبت به موقعیت اسپول به شرح زیر خواهد بود:

$$\frac{\partial c_d}{\partial x} = \frac{\partial c_d}{\partial \sqrt{Re}} \cdot \left[\frac{\partial \sqrt{Re}}{\partial Q_V} \cdot \frac{\partial Q_V}{\partial x} + \frac{\partial \sqrt{Re}}{\partial S_V} \cdot \frac{\partial S_V}{\partial x} \right] \quad (16)$$

که در آن:

$$\frac{\partial C_d}{\partial \sqrt{Re}} = -k_1 \lambda_1 e^{-\frac{\lambda_1}{C_{d\infty} \sqrt{Re_{\max}}}} - k_2 \lambda_2 e^{-\frac{\lambda_2}{C_{d\infty} \sqrt{Re_{\max}}}} \quad (17)$$

$$\frac{\partial \sqrt{Re}}{\partial Q_V} = \sqrt{\frac{\rho}{Q_V \mu S_V}} \quad (18)$$

$$\frac{\partial \sqrt{Re}}{\partial S_V} = -\frac{1}{S_V} \sqrt{\frac{\rho Q_V}{\mu S_V}} \quad (19)$$

- تعیین $\left. \frac{\partial A_V}{\partial x} \right|_0$ و $\left. \frac{\partial S_V}{\partial x} \right|_0$: بر اساس رابطه‌ی (۱۳) و (۱۴)،

نرخ تغییرات سطح و محیط مقطع عبور جریان روغن برای تنگنای ایجاد شده توسط اسپول در سوپاپ‌های کنترل هیدرولیکی به صورت زیر تعیین می‌گردد:

$$\left. \frac{\partial A_V}{\partial x} \right|_0 = 2\sqrt{(x+u)(2r-x-u)} \quad (20)$$

$$\left. \frac{\partial S_V}{\partial x} \right|_0 = 2\sqrt{\frac{2r}{x+u}} - 1 \quad (21)$$

با جای گذاری روابط (۱۶) تا (۲۱) در رابطه‌ی (۱۵) و تعریف کمیت جدید γ ، رابطه‌ی کلی زیر برای محاسبه‌ی بهره‌ی جریان به دست می‌آید:

$$K_q = \left. \frac{\partial Q_V}{\partial x} \right|_0 = \frac{c_d}{1-\gamma} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \left[-\frac{A_V \cdot \gamma}{S_V} \cdot \frac{\partial S_V}{\partial x} + \frac{\partial A_V}{\partial x} \right] \bigg|_0 \quad (22)$$

$$\gamma = \left[-k_1 \lambda_1 e^{-\frac{\lambda_1}{C_{d\infty} \sqrt{Re}}} - k_2 \lambda_2 e^{-\frac{\lambda_2}{C_{d\infty} \sqrt{Re}}} \right] \cdot \frac{\sqrt{Re}}{2c_d} \quad (23)$$

ضریب فشار- جریان: بر اساس رابطه‌ی (۱)، ضریب فشار- جریان به شرح زیر تعریف می‌گردد:

$$K_c = \left. \frac{\partial Q_V}{\partial \Delta P} \right|_0 = A_V \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \cdot \left. \frac{\partial c_d}{\partial \Delta P} \right|_0 + \frac{c_d \cdot A_V}{\sqrt{2\rho \Delta P}} \bigg|_0 \quad (24)$$

محاسبه‌ی هر یک از بخش‌های رابطه‌ی (۲۴)، به صورت زیر انجام می‌گیرد:

هم‌پوشانی‌های مختلف، قطاعی از دایره می‌باشد. بدین ترتیب سطح (A_V) و محیط (S_V) مقطع عبور جریان در تنگنای ایجاد شده توسط اسپول در سوپاپ‌های کنترل جهت به شرح زیر تعیین می‌شوند:

$$A_V = \frac{\pi r^2}{2} + r^2 \sin^{-1} \left(\frac{\xi}{r} - 1 \right) + (\xi - r) \sqrt{\xi(2r - \xi)} \quad (12)$$

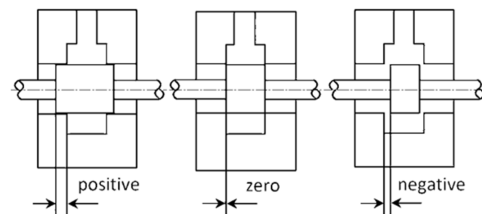
$$S_V = 2r \cos^{-1} \left(1 - \frac{\xi}{r} \right) + 2\sqrt{\xi(2r - \xi)} \quad (13)$$

کمیت ξ به صورت زیر تعریف می‌شود:

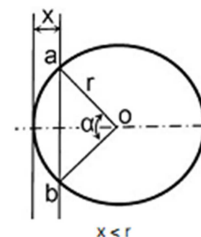
$$\xi = x + u \quad (14)$$

X: موقعیت اسپول (m).

u: میزان هم‌پوشانی سوپاپ (m).



الف: انواع هم‌پوشانی در سوپاپ‌های شامل اسپول



ب: تنگنای ایجاد شده در سوپاپ کنترل جهت اسپولی

شکل ۱- هندسه‌ی مجرا در سوپاپ‌های کنترل جهت شامل عضو متحرک اسپولی [۱]

۲-۳- تعیین ضرایب رابط‌های خطی سازی شده‌ی جریان

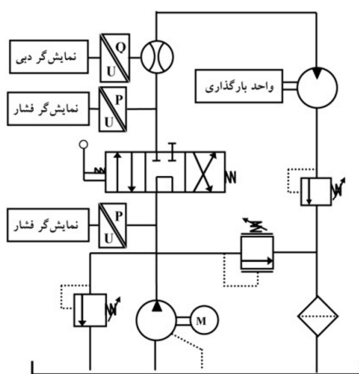
بهره‌ی جریان

در این قسمت ابتدا نحوه‌ی محاسبه‌ی بهره‌ی جریان در سوپاپ‌های کنترل هیدرولیکی به صورت ریاضی در دستور کار قرار می‌گیرد. بر اساس رابطه‌ی (۲)، بهره‌ی جریان به شرح زیر تعریف می‌شود:

$$K_q = \left. \frac{\partial Q_V}{\partial x} \right|_0 \quad (15)$$

$$= A_V \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \cdot \left. \frac{\partial c_d}{\partial x} \right|_0 + c_d \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \cdot \left. \frac{\partial A_V}{\partial x} \right|_0$$

در زیر هر یک از بخش‌های رابطه‌ی (۱۵) به صورت جداگانه تعیین می‌گردند:



الف: مدار هیدرولیک



ب: سامانه‌ی ساخته شده

شکل ۲- سامانه‌ی هیدرولیک برای اندازه‌گیری ضریب تخلیه

از این رو در یک موقعیت مشخص عضو متحرک سوپاپ کنترل جریان، پس از اندازه‌گیری فشار روغن در دو سوی آن، امکان تعیین دبی روغن عبوری از تنگنای ایجاد شده توسط اسپول، به کمک رابطه‌ی (۱)، فراهم می‌گردد. با تغییر بار وارد بر عضو متحرک موتور هیدرولیک توسط واحد بارگذاری و تنظیم سوپاپ کنترل فشار در مجرای خروجی موتور، فشار روغن در خروجی سوپاپ کنترل جهت تنظیم می‌شود. همچنین تنظیم فشار روغن در مجرای ورودی سوپاپ کنترل جهت نیز به‌وسیله‌ی سوپاپ کنترل فشار تناسبی مدل VB064 ساخت شرکت پارکر انجام می‌گیرد. در نهایت ضریب تخلیه تنگنای ایجاد شده در سوپاپ کنترل جهت، با جای‌گذاری دبی روغن عبوری و اختلاف فشار روغن اندازه‌گیری شده در دو سوی آن، به کمک رابطه‌ی زیر تعیین می‌شود:

$$C_d = \frac{Q_v}{A_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}} \quad (28)$$

برای بررسی تغییرات ضریب تخلیه نسبت به $\sqrt{Re}$ ، تعیین عدد رینولدز نیز به صورت تجربی ضرورت دارد. از این رو با اندازه‌گیری دمای روغن برای تعیین چگالی روغن و همچنین اندازه‌گیری دبی روغن عبوری از تنگنا، عدد رینولدز جریان به‌وسیله‌ی رابطه‌ی زیر تعیین می‌شود [۲] و [۳]:

- تعیین $\left. \frac{\partial C_d}{\partial \Delta P} \right|_0$: بر اساس رابطه‌ی (۳)، ضریب تخلیه تابعی

از عدد رینولدز است. همچنین عدد رینولدز نیز به دبی روغن عبوری از تنگنا و اختلاف فشار روغن بستگی دارد. بدین ترتیب تغییرات ضریب تخلیه نسبت به اختلاف فشار روغن به‌صورت زیر تعیین می‌شود:

$$\frac{\partial C_d}{\partial \Delta P} = \frac{\partial C_d}{\partial \sqrt{Re}} \cdot \frac{\partial \sqrt{Re}}{\partial Q_v} \cdot \frac{\partial Q_v}{\partial \Delta P} \quad (25)$$

که در آن:

$$\left. \frac{\partial \sqrt{Re}}{\partial \Delta P} \right|_0 = \frac{\sqrt{Re}}{2Q_v} \cdot \left. \frac{\partial Q_v}{\partial \Delta P} \right|_0 \quad (26)$$

در نهایت با جای‌گذاری رابطه‌ی (۲۵) و (۲۶) در رابطه‌ی (۲۴)، رابطه‌ی کلی زیر برای تعیین ضریب فشار- جریان به دست می‌آید:

$$K_c = \left. \frac{\partial Q_v}{\partial \Delta P} \right|_0 = \frac{C_d \cdot A_v}{(1-\gamma) \sqrt{2\rho \Delta P}} \quad (27)$$

۳- مواد و روش‌ها

برای تعیین ضریب تخلیه سوپاپ کنترل جهت دارای اسپول به صورت تجربی، اندازه‌گیری دبی روغن عبوری از آن و اندازه‌گیری اختلاف فشار روغن در سوی تنگنای ایجاد شده در سوپاپ کنترل هیدرولیکی ضرورت دارد. برای این منظور طراحی و ساخت سامانه‌ی هیدرولیک نشان داده شده در شکل ۲ در دستور کار قرار گرفت. برای تعیین ضریب تخلیه برای تنگنای ایجاد شده توسط اسپول به صورت تجربی، از سوپاپ کنترل جهت سه دهانه‌ی سه وضعیته با هم‌پوشانی صفر استفاده می‌شود (عدد شناسایی سوپاپ: DH0144، ساخت شرکت اتوس^۱). امکان جابه‌جایی اسپول (برای تغییر مقطع عبور جریان) به‌سادگی به‌وسیله‌ی پیچ تنظیم وجود دارد.

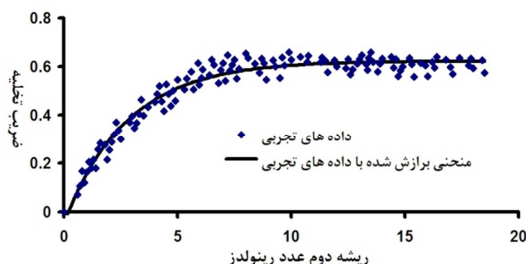
مطابق شکل ۲، سامانه‌ی اندازه‌گیری دبی روغن عبوری از تنگنای ایجاد شده توسط اسپول سوپاپ کنترل جهت شامل دو حسگر فشار مدل STU003721 ساخت شرکت جمز^۲ و یک سوپاپ کنترل جریان مدل 9F400S ساخت شرکت پارکر^۳ (شامل تنگنای لبه تیز) می‌باشد.

¹ Atos

² Gems

³ Parker

ادامه می‌یابد. بر اساس رابطه‌ی (۳۲) ضرایب تعریف شده در قسمت ۱-۲ برای تنگنای ایجاد شده توسط اسپول، به‌دست می‌آیند (جدول ۱).



شکل ۳- ضریب تخلیه تنگنای ایجاد شده توسط اسپول

مطابق جدول ۱، ضریب تخلیه‌ی تنگنای ایجاد شده توسط اسپول در شرایط آشفته‌ی جریان در حدود ۰٫۶۲۲۹ و شیب بخش خطی منحنی ضریب تخلیه- ریشه‌دوم عدد رینولدز، برابر ۰٫۲۲۲۲ تعیین می‌شود. این نتیجه، به‌ویژه با نتایج مریت و وو برای تنگنای لبه تیز مطابقت دارد [۲] و [۸]. بدین‌ترتیب تنگنای ایجاد شده توسط اسپول در سوپاپ‌های کنترل جهت را می‌توان تنگنایی با لبه‌ی تیز در نظر گرفت.

جدول ۱- ضرایب ثابت برای تنگنای شامل اسپول

کمیت	$C_{d\infty}$	λ	λ_1	λ_2
مقدار	۰٫۶۲۲۹	۰٫۲۲۲۷	۰٫۲۲۶۷	۰٫۲۲۷۹
کمیت	C_{dm}	$\sqrt{Re_{max}}$	k_1	k_2
مقدار	-	-	-۴٫۲۷۰۳	۳٫۱۹۹۵

۴-۲- ارزیابی ضرایب رابطه‌ی خطی‌سازی شده جریان

در این بخش ارزیابی تجربی رابطه‌ی (۲۲)، برای تعیین بهره‌ی جریان و رابطه‌ی (۲۷)، برای محاسبه‌ی ضریب فشار- جریان سوپاپ کنترل جهت شامل اسپول با هم‌پوشانی صفر و منفی در دستور کار قرار می‌گیرد. در ابتدا، به منظور تعیین تجربی بهره‌ی جریان، اختلاف فشار روغن در دو طرف سوپاپ کنترل جهت در حدود ۳٫۵MPa، تنظیم می‌شود. تحت این شرایط، برای سوپاپ کنترل جهت سه دهانه‌ی سه وضعیته شامل اسپول با هم‌پوشانی صفر، نمودار دی- موقعیت اسپول و همچنین نمودار بهره‌ی جریان- موقعیت اسپول، در شکل ۴ نشان داده شده است.

$$Re = \frac{\rho Q_V D_h}{\mu A_V} \quad (29)$$

در رابطه‌ی فوق، D_h ، قطر هیدرولیکی تنگنا تعریف می‌شود که از رابطه‌ی زیر به‌دست می‌آید [۲]:

$$D_h = \frac{4A_V}{S} \quad (30)$$

همان‌گونه که پیش‌تر نیز اشاره شد، بخش دوم این مقاله به تعیین و بررسی بهره‌ی جریان و ضریب فشار- جریان سوپاپ کنترل جهت شامل اسپول، با هم‌پوشانی صفر و منفی اشاره دارد. به منظور تعیین تجربی بهره‌ی جریان، اختلاف فشار روغن در دو طرف سوپاپ کنترل جهت توسط سوپاپ‌های کنترل فشار تناسبی در سطح ثابتی تنظیم می‌شود. تحت این شرایط، دی روغن عبوری از سوپاپ کنترل جهت در موقعیت‌های مختلف اسپول، به صورت تجربی اندازه‌گیری می‌شود. با محاسبه‌ی شیب منحنی دی- موقعیت اسپول، بهره‌ی جریان سوپاپ مورد نظر به صورت تجربی تعیین می‌گردد. در نهایت به‌منظور ارزیابی مدل ریاضی، نتایج تجربی (بهره‌ی جریان) با نتایج حاصل از رابطه‌ی (۲۲) مقایسه می‌شوند. برای تعیین تجربی ضریب فشار- جریان سوپاپ کنترل جهت، در یک موقعیت مشخص اسپول، دی روغن عبوری از سوپاپ در اختلاف فشارهای مختلف اندازه‌گیری می‌شود. شیب منحنی دی- اختلاف فشار روغن در شرایطی که اسپول در موقعیت ثابتی قرار دارد، برابر ضریب فشار- جریان سوپاپ خواهد بود. به‌طور مشابه نتایج حاصل از رابطه‌ی (۲۷) با نتایج تجربی مقایسه می‌شوند.

۴-۳- نتایج و بحث

۴-۱- ارزیابی ضریب تخلیه

در شکل ۲، داده‌های تجربی حاصل از تنگنای ایجاد شده توسط اسپول در سوپاپ کنترل جهت تحت شرایط مختلف جریان نمایش داده شده است. در زیر معادله‌ی منحنی برازش شده با نتایج تجربی نشان داده شده در شکل (۳) آمده است:

$$C_d = 0.6229 - 2.66e^{-0.3641\sqrt{Re}} \dots + 1.993e^{-0.366\sqrt{Re}} \quad (31)$$

رابطه‌ی (۳۱) به صورت زیر نیز بازنویسی می‌شود:

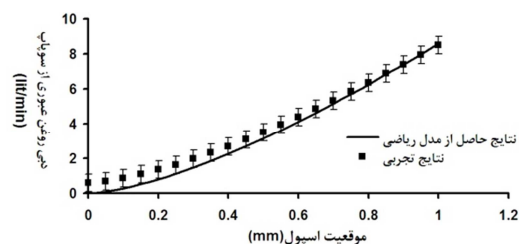
$$C_d = 0.6229[1 - 4.2703e^{-0.3641\sqrt{Re}} \dots + 3.1995e^{-0.366\sqrt{Re}}] \quad (32)$$

ضریب تعیین، انحراف معیار و همچنین مجموع مربعات خطای منحنی برازش شده با داده‌ای تجربی در شکل ۳ به ترتیب برابر ۰٫۹۹۵، ۰٫۰۳۴ و ۰٫۱۳۷ می‌باشد. مطابق شکل ۳، با افزایش ریشه‌ی دوم عدد رینولدز، ضریب تخلیه در مرحله‌ی اول به صورت خطی افزایش می‌یابد. سپس با افزایش بیش‌تر عدد رینولدز، منحنی نشان داده شده در شکل (۳) به‌صورت افقی

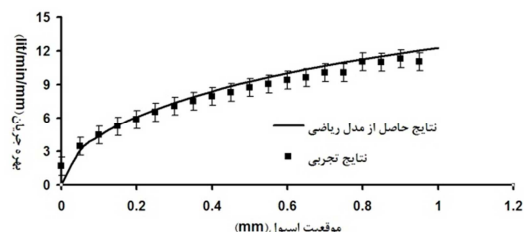
جزیی اسپول، دور از انتظار نیست. مطابق شکل ۴، با حرکت بیش‌تر اسپول از وضعیت خلاص، انطباق نتایج تجربی (بهره‌ی جریان) با نتایج حاصل از رابطه‌ی (۲۲) کاهش می‌یابد. دلیل این موضوع، افزایش تغییرات دبی روغن عبوری در جابه‌جایی‌های بیش‌تر اسپول گزارش می‌شود. حداکثر انحراف داده‌های تجربی از نتایج حاصل از حل روابط ریاضی در شکل ۴ ب در حدود ۶ درصد می‌باشد.

در شکل ۵، نیز تغییرات دبی روغن عبوری (نتایج تجربی و ریاضی) از سوپاپ کنترل جهت و همچنین ضریب فشار- جریان آن بر حسب اختلاف فشار روغن، در حالتی که اسپول در موقعیت ۰/۶ میلی‌متری (نسبت به وضعیت خلاص) قرار دارد، نشان داده شده است. مطابق شکل ۵ الف، با افزایش اختلاف فشار روغن در دو طرف سوپاپ، دبی روغن عبوری از آن افزایش می‌یابد. اختلاف بین نتایج تجربی و نتایج حاصل از مدل ریاضی در شکل ۵ الف، با افزایش اختلاف فشار روغن در دو طرف سوپاپ کنترل جهت، به دلیل افزایش نشت روغن بین مجاری هم‌جوار، بیش‌تر می‌شود. بررسی‌ها نشان می‌دهد که حداکثر انحراف داده‌های تجربی از نتایج حاصل از حل روابط ریاضی در شکل ۵ الف در حدود ۴ درصد می‌باشد. بدین‌ترتیب در شکل ۵ الف، نتایج تجربی انطباق بیش‌تری را با نتایج حاصل از روابط ریاضی نسبت به شکل ۴ الف (در ابتدای کار) دارند. دلیل آن، محاسبه‌ی دقیق‌تر سطح مقطع عبور جریان، در شرایطی است که اسپول در موقعیت ۰/۶ میلی‌متری قرار دارد. بر اساس نتایج نشان داده شده در شکل ۵ الف، ضریب فشار- جریان سوپاپ کنترل جهت با هم‌پوشانی صفر محاسبه می‌شود (شکل ۵ ب).

مطابق شکل ۵ ب، با افزایش اختلاف فشار روغن در طرفین سوپاپ، ضریب فشار- جریان، در ابتدا با شیب نسبتاً تندی کاهش می‌یابد. با افزایش بیش‌تر اختلاف فشار روغن در دو طرف سوپاپ کنترل جهت، نرخ کاهش ضریب فشار- جریان به‌طور چشم‌گیری کاهش پیدا می‌کند. کاهش شدید این ضریب در ابتدای افزایش اختلاف فشار روغن، به خاطر تغییرات نسبتاً شدید دبی روغن عبوری از سوپاپ در این محدوده‌ی کاری می‌باشد. با افزایش بیش‌تر اختلاف فشار روغن، تغییر در دبی روغن عبوری از سوپاپ و در نتیجه شیب منحنی متناظر با آن کاهش می‌یابد. بدین‌ترتیب در لحظه‌ی افزایش بار وارد بر عملگر هیدرولیک و شروع به افزایش اختلاف فشار روغن در سوپاپ‌های فرمان به‌کار رفته در پمپ‌های هیدرولیک، توجه به تغییرات آنی ضریب فشار- جریان (به دلیل تأثیر آن بر پایداری پمپ‌های هیدرولیک شامل حسگر بار) اهمیت ویژه‌ای دارد. حداکثر انحراف داده‌های تجربی از نتایج حاصل از حل روابط ریاضی در شکل ۵ ب در حدود ۵ درصد می‌باشد.



الف: تغییرات دبی روغن عبوری از سوپاپ کنترل جهت



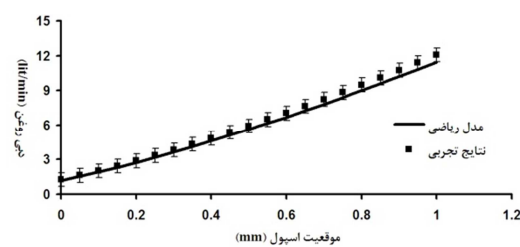
ب: تغییرات بهره‌ی جریان سوپاپ کنترل جهت

شکل ۴- عملکرد سوپاپ کنترل جهت شامل اسپول با هم‌پوشانی صفر تحت تأثیر جابه‌جایی اسپول ($\Delta P = 3.5 \text{ MPa}$)

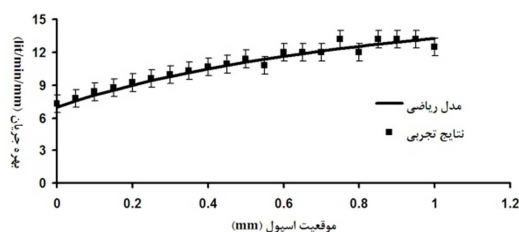
مطابق شکل ۴ الف، با افزایش جابه‌جایی اسپول از موقعیت اولیه، انطباق دبی روغن اندازه‌گیری شده با نتایج حاصل از روابط ریاضی افزایش می‌یابد. حداکثر انحراف داده‌های تجربی از نتایج حاصل از حل روابط ریاضی در شکل ۴ الف در حدود ۵ درصد می‌باشد. دلیل عدم انطباق نتایج تجربی با نتایج حاصل از روابط ریاضی در ابتدای حرکت اسپول، نشت روغن از لقی سوپاپ کنترل جهت گزارش می‌شود. بر اساس رابطه‌ی (۱۲)، سطح مقطع عبور جریان در وضعیت خلاص سوپاپ کنترل جهت شامل اسپول، برابر صفر است. در حالی که در عمل امکان هدایت محدود روغن از حد فاصل اسپول و پوسته‌ی ثابت سوپاپ (در وضعیت خلاص) به‌سادگی وجود دارد. بر اساس نتایج تجربی نشان داده شده در شکل ۴ الف، بهره‌ی جریان سوپاپ کنترل جهت با هم‌پوشانی صفر محاسبه می‌گردد (شکل ۴ ب).

مطابق شکل ۴ ب، با افزایش جابه‌جایی اسپول بهره‌ی جریان افزایش می‌یابد. در ابتدای حرکت نرخ تغییرات بهره‌ی جریان سوپاپ کنترل جهت با هم‌پوشانی صفر قابل توجه است. با حرکت بیش‌تر اسپول از موقعیت خلاص، مقدار تغییرات بهره‌ی جریان کاهش می‌یابد. به‌گونه‌ای که پس از عبور اسپول از موقعیت ۰/۴ میلی‌متری، تغییر در بهره‌ی جریان، چندان محسوس نخواهد بود. بدین‌ترتیب در لحظه‌ی تغییر وضعیت سوپاپ کنترل جهت و جابه‌جایی عضو متحرک آن، نرخ تغییرات بهره‌ی جریان نسبتاً زیاد است. از این رو توجه به این موضوع، در انتخاب سوپاپ‌های فرمان اهمیت ویژه‌ای دارد. امکان بروز مسایل دینامیکی در پمپ‌ها و موتورهای هیدرولیک، در صورت عدم توجه به نرخ تغییرات بهره‌ی جریان در سوپاپ‌های فرمان (به‌کار رفته در پیکره‌ی آنها)، در زمان تحریک سوپاپ و جابه‌جایی‌های

حاصل از حل روابط ریاضی در شکل ۶ الف، در حدود ۴ درصد می‌باشد). با توجه به کاهش طول برآمدگی اسپول در سوپاپ‌های کنترل جهت با هم‌پوشانی منفی، با حرکت بیش‌تر اسپول، سطح آب‌بندی بین مجاری مجاور سوپاپ کاهش می‌یابد. بدین ترتیب با حرکت بیش‌تر اسپول در سوپاپ با هم‌پوشانی منفی، نشت روغن در مجاری مجاور سوپاپ، موجب افزایش اختلاف بین نتایج تجربی و نتایج حاصل از روابط ریاضی افزایش می‌یابد.



الف: تغییرات دبی روغن عبوری از سوپاپ کنترل جهت



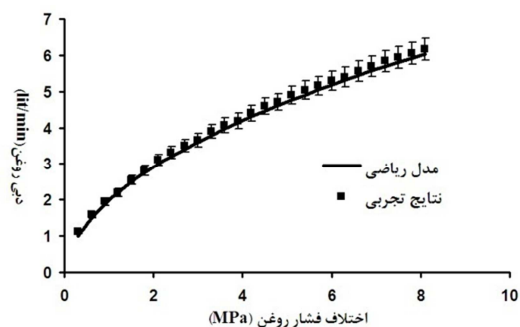
ب: تغییرات بهره‌ی جریان سوپاپ کنترل

شکل ۶- عملکرد سوپاپ کنترل جهت شامل اسپول با هم‌پوشانی ۰.۲۷mm - بر حسب موقعیت اسپول ($\Delta P = 3.5 \text{ MPa}$)

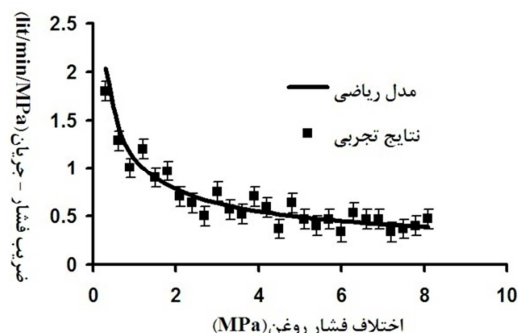
بر اساس نتایج نشان داده شده در شکل ۶ الف، بهره‌ی جریان سوپاپ کنترل جهت با هم‌پوشانی ۰.۲۷mm - محاسبه می‌شود (شکل ۶ب). مطابق شکل ۶ب، با جابه‌جایی اسپول، ضریب بهره‌ی جریان با شیب نسبتاً ملایمی افزایش می‌یابد. با افزایش جابه‌جایی اسپول، اختلاف بین نتایج تجربی و ریاضی بیش‌تر می‌شود (حداکثر انحراف داده‌های تجربی از نتایج حاصل از حل روابط ریاضی در شکل ۶ب در حدود ۵ درصد می‌باشد). نشت روغن بین مجاری مجاور در موقعیت‌های دورتر اسپول از وضعیت خلاص، تغییرات دبی روغن عبوری را افزایش می‌دهد. تغییرات دبی تأثیر مستقیمی بر روی بهره‌ی جریان دارد.

عملکرد سوپاپ کنترل جهت شامل اسپول با هم‌پوشانی ۰.۲۷mm - بر حسب اختلاف فشار روغن، در حالتی که اسپول در حدود ۰.۶ میلی‌متر از موقعیت اولیه فاصله دارد، در شکل ۷ نشان داده شده است.

مطابق شکل ۷ الف، با افزایش اختلاف فشار روغن در دو طرف سوپاپ کنترل جهت شامل اسپول با هم‌پوشانی منفی، حجم روغن عبوری از سوپاپ در واحد زمان افزایش می‌یابد.



الف: تغییرات دبی روغن عبوری از سوپاپ کنترل جهت



ب: تغییرات ضریب فشار- جریان سوپاپ کنترل

شکل ۵- عملکرد سوپاپ کنترل جهت شامل اسپول با هم‌پوشانی صفر تحت تأثیر اختلاف فشار روغن ($x = 0.6 \text{ mm}$)

به‌طور مشابه در شکل ۶، روند تغییرات دبی روغن و بهره‌ی جریان عبوری از سوپاپ کنترل جهت شامل اسپول با هم‌پوشانی ۰.۲۷mm - (در شرایطی که اختلاف فشار روغن در دو طرف سوپاپ در حدود ۳.۵MPa تنظیم شده است)، مشاهده می‌گردد. مطابق شکل ۶ الف، با حرکت بیش‌تر اسپول، اختلاف بین نتایج تجربی (دبی روغن عبوری از سوپاپ) با نتایج حاصل از مدل ریاضی، به دلیل افزایش نشت روغن بین مجاری سوپاپ، افزایش می‌یابد. نشت روغن در این حالت به دلیل کاهش سطح آب‌بندی در سوپاپ به‌خاطر وجود هم‌پوشانی منفی و کاهش طول برآمدگی اسپول اتفاق می‌افتد. از مقایسه‌ی دو شکل ۴ الف، و ۶ الف، نتایج زیر حاصل می‌شود (مقایسه‌ی عملکرد سوپاپ‌های با هم‌پوشانی صفر و منفی در حالتی که اختلاف فشار روغن در سطح ثابتی حفظ شود):

- در سوپاپ کنترل جهت با هم‌پوشانی ۰.۲۷mm -، نتایج تجربی در مجاورت موقعیت خلاص، انطباق بیش‌تری با نتایج حاصل از روابط ریاضی دارند. محاسبه‌ی دقیق‌تر سطح مقطع عبور جریان در وضعیت خلاص سوپاپ دلیل این موضوع عنوان می‌شود.

- با افزایش جابه‌جایی اسپول، انطباق نتایج تجربی با نتایج حاصل از روابط ریاضی در سوپاپ کنترل جهت با هم‌پوشانی صفر بیش‌تر است (حداکثر انحراف داده‌های تجربی از نتایج

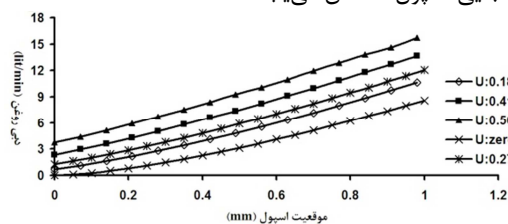
خطی‌سازی شده‌ی جریان (تحت شرایط مختلف در سوپاپ‌های کنترل جهت با هم‌پوشانی صفر و منفی)، حال در نظر است تأثیر میزان هم‌پوشانی بر روی کمیت‌های تعریف شده به کمک روابط ریاضی مورد بررسی قرار گیرد. در شکل ۸، تأثیر میزان هم‌پوشانی اسپول بر دبی و بهره‌ی جریان عبوری از سوپاپ کنترل جهت (در شرایطی که اختلاف فشار روغن در دو طرف سوپاپ در حدود ۳٫۵MPa تنظیم شده باشد) نشان داده شده است. نتایج زیر از ارزیابی شکل ۸ حاصل می‌شود:

- با افزایش میزان هم‌پوشانی اسپول، دامنه‌ی تغییرات دبی روغن عبوری از سوپاپ افزایش می‌یابد. این در حالی است که دامنه‌ی تغییرات بهره‌ی جریان عبوری از سوپاپ کنترل جهت با کاهش روبه‌رو می‌شود.

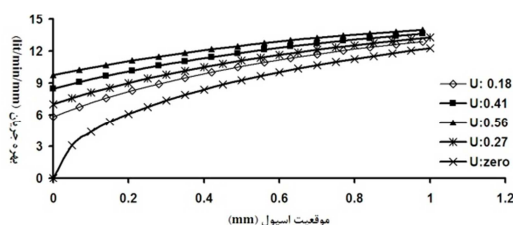
- شیب نمودار بهره‌ی جریان سوپاپ، با افزایش هم‌پوشانی اسپول، کاهش می‌یابد. براساس روابطه (۲۱) و (۲۲)، بهره‌ی جریان با محیط مقطع عبور جریان نسبت عکس و با تغییرات محیط مقطع عبور جریان رابطه‌ی مستقیم دارد. از این رو با افزایش هم‌پوشانی سوپاپ، محیط مقطع عبور جریان و تغییرات آن نسبت به جابه‌جایی اسپول به‌ترتیب افزایش و کاهش می‌یابند. بنابراین تغییرات بهره‌ی جریان نسبت به جابه‌جایی اسپول و در نتیجه شیب نمودار بهره‌ی جریان، با افزایش هم‌پوشانی اسپول، کاهش می‌یابد.

- دامنه‌ی تغییرات بهره‌ی جریان سوپاپ‌های با هم‌پوشانی صفر نسبت به نمونه‌های با هم‌پوشانی منفی بیش‌تر است.

- در شرایطی که اختلاف فشار روغن در طرفین سوپاپ ثابت باشد، تأثیر هم‌پوشانی سوپاپ بر روی بهره‌ی جریان، با افزایش جابه‌جایی اسپول، کاهش می‌یابد.

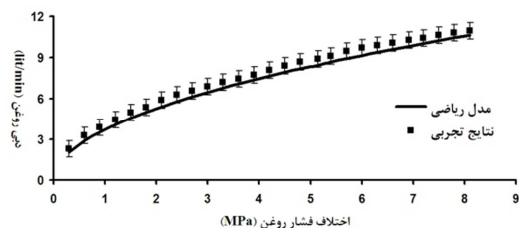


الف: تغییرات دبی روغن عبوری از سوپاپ کنترل جهت

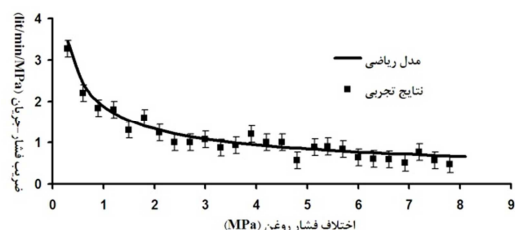


ب: تغییرات بهره‌ی جریان عبوری از سوپاپ کنترل

شکل ۸- تأثیر میزان هم‌پوشانی بر عملکرد سوپاپ کنترل جهت شامل اسپول نسبت به موقعیت اسپول ($\Delta P = 3.5 \text{ MPa}$)



الف: تغییرات دبی روغن عبوری از سوپاپ کنترل جهت



ب: تغییرات ضریب فشار- جریان سوپاپ کنترل

شکل ۷- عملکرد سوپاپ کنترل جهت شامل اسپول با هم‌پوشانی ۰٫۲۷mm- بر حسب اختلاف فشار روغن ($x = 0.6 \text{ mm}$)

کاهش سطح آب‌بندی بین اسپول و پوسته به علت کاهش طول برآمدگی اسپول و همچنین افزایش اختلاف فشار در دو طرف سوپاپ موجب افزایش نشت روغن در مجاری هم‌جوار می‌گردد. از این رو با افزایش اختلاف فشار روغن در طرفین سوپاپ کنترل جهت با هم‌پوشانی منفی، اختلاف بین نتایج تجربی و نتایج حاصل از روابط ریاضی افزایش می‌یابد. همچنین مقایسه‌ی دو شکل ۵ الف، و ۷ الف، نشان می‌دهد که اختلاف بین نتایج تجربی با نتایج حاصل از روابط ریاضی برای سوپاپ با هم‌پوشانی صفر، کمتر از حالتی است که هم‌پوشانی سوپاپ به صورت منفی باشد (در حالتی که اختلاف فشار روغن در دو طرف آنها در سطح ثابتی حفظ شود). لازم به ذکر است که حداکثر انحراف داده‌های تجربی از نتایج حاصل از حل روابط ریاضی در شکل ۷ الف در حدود ۵ درصد محاسبه می‌شود. بر اساس نتایج نشان داده شده در شکل ۷ الف، محاسبه‌ی ضریب فشار- جریان سوپاپ کنترل جهت با هم‌پوشانی ۰٫۲۷mm- انجام می‌گیرد (شکل ۷ ب). مطابق شکل ۷ ب، با افزایش اختلاف فشار روغن در طرفین سوپاپ، ضریب فشار- جریان، در ابتدا با شیب نسبتاً تندی کاهش می‌یابد. در مرحله‌ی بعد، با افزایش بیش‌تر اختلاف فشار روغن در دو طرف سوپاپ کنترل جهت، نرخ تغییرات ضریب فشار- جریان کم‌تر می‌شود. همچنین بررسی شکل ۷ ب نشان می‌دهد که نتایج تجربی، انطباق مناسبی با نتایج حاصل از روابط ریاضی دارند (حداکثر انحراف ۵ درصدی داده‌های تجربی از نتایج حاصل از حل روابط ریاضی).

پس از انطباق مناسب نتایج حاصل از روابط ریاضی با نتایج تجربی برای دبی روغن عبوری و ضرایب موثر در رابطه‌ی

۵- نتیجه‌گیری

در بخش اول این مقاله، تعیین ضریب تخلیه برای سوپاپ هیدرولیک شامل اسپول به صورت تجربی در دستور کار قرار گرفت. به منظور امکان استفاده از نتایج به‌دست آمده در مدل‌سازی ریاضی مدارهای هیدرولیک، منحنی برازش شده با داده‌های تجربی حاصل از تنگنای ایجاد شده توسط اسپول ارایه گردید. بخش دوم این مقاله به ارایه‌ی روابط ریاضی برای تعیین دو ضرایب خطی‌سازی شده‌ی جریان اختصاص یافت. همچنین به منظور ارزیابی روابط ریاضی، تعیین ضرایب خطی‌سازی شده‌ی جریان برای سوپاپ‌های شامل اسپول با هم‌پوشانی صفر و منفی نیز به صورت تجربی در دستور کار قرار گرفت. تأثیر میزان هم‌پوشانی بر ضرایب خطی‌سازی و دبی روغن عبوری از سوپاپ‌های کنترل جهت با هم‌پوشانی صفر و منفی نیز مورد بررسی قرار گرفت. در زیر به خلاصه‌ای از نتایج حاصل اشاره شده است:

- با افزایش ریشه‌ی دوم عدد رینولدز، ضریب تخلیه در مرحله‌ی اول به صورت خطی افزایش یافت. با افزایش بیش‌تر عدد رینولدز، منحنی $C_d - \sqrt{Re}$ به صورت افقی ادامه می‌یابد.
- ضریب تخلیه‌ی تنگنای ایجاد شده توسط اسپول در شرایط آشفته‌ی جریان در حدود 0.6229 و شیب بخش خطی منحنی $C_d - \sqrt{Re}$ برابر 0.222 تعیین گردید.

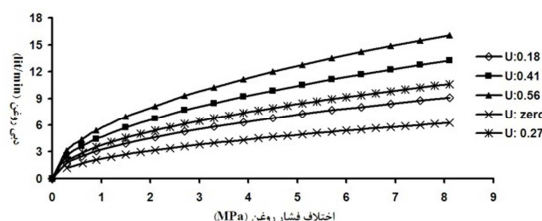
- با افزایش میزان هم‌پوشانی اسپول، دامنه‌ی تغییرات دبی روغن عبوری از سوپاپ و همچنین ضریب فشار- جریان متناظر با آن افزایش یافت. همچنین دامنه‌ی تغییرات ضریب فشار- جریان سوپاپ‌های با هم‌پوشانی صفر نسبت به نمونه‌های با هم‌پوشانی منفی کم‌تر است.

- در شرایطی که اختلاف فشار روغن در طرفین سوپاپ در سطح ثابتی قرار داشته باشد، با افزایش میزان هم‌پوشانی اسپول، دامنه‌ی تغییرات دبی روغن عبوری از سوپاپ افزایش می‌یابد. در حالی که تحت این شرایط، بهره‌ی جریان عبوری از سوپاپ با کاهش همراه می‌شود. از طرفی دامنه‌ی تغییرات بهره‌ی جریان سوپاپ‌های با هم‌پوشانی صفر نسبت به سوپاپ‌های با هم‌پوشانی منفی بیش‌تر است.

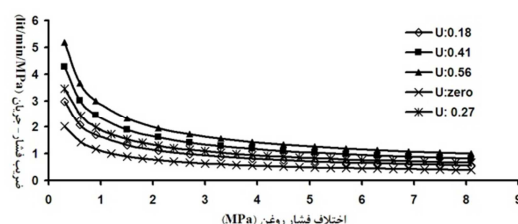
نمادها

A_v	سطح مقطع حقیقی تنگنا (m^2).
a و b	ثابت‌های منحنی برازش شده (بدون واحد).
C_d	ضریب تخلیه (بدون واحد).
C_{dmax}	ضریب تخلیه‌ی بیشینه (بدون واحد).
$C_{d\infty}$	ضریب تخلیه در شرایط آشفته‌ی جریان (بدون واحد).
d	قطر مجرای سوپاپ (m).

به‌طور مشابه در شکل ۹، نیز دامنه‌ی تغییرات دبی روغن (در شرایطی که اسپول در حدود 0.6 میلی‌متر، از موقعیت اولیه فاصله دارد) و ضریب فشار- جریان سوپاپ‌های کنترل جهت با هم‌پوشانی‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفته است.



الف: تغییرات دبی روغن عبوری از سوپاپ کنترل جهت



ب: تغییرات ضریب فشار- جریان سوپاپ کنترل

شکل ۹- تأثیر میزان هم‌پوشانی بر عملکرد سوپاپ کنترل جهت شامل اسپول نسبت به اختلاف فشار روغن ($x = 0.6mm$)

از بررسی شکل ۹ نتایج زیر حاصل می‌شود:

- با افزایش میزان هم‌پوشانی اسپول، دامنه‌ی تغییرات دبی روغن عبوری از سوپاپ و همچنین ضریب فشار- جریان متناظر با آن افزایش می‌یابد.

- شیب نمودار ضریب فشار- جریان سوپاپ، با افزایش هم‌پوشانی اسپول، بیش‌تر می‌شود. بر اساس روابط (۲۰) و (۲۷)، ضریب فشار- جریان سوپاپ با سطح مقطع عبور جریان و در نتیجه هم‌پوشانی سوپاپ رابطه‌ی مستقیم دارد. از این رو با افزایش هم‌پوشانی سوپاپ، سطح مقطع عبور جریان، ضریب K_c و همچنین شیب نمودار آن نسبت به اختلاف فشار روغن افزایش می‌یابند.

- دامنه‌ی تغییرات ضریب فشار- جریان سوپاپ‌های با هم‌پوشانی صفر نسبت به سوپاپ‌های با هم‌پوشانی منفی کم‌تر است.

- در شرایطی که اسپول در موقعیت ثابتی قرار دارد، تأثیر هم‌پوشانی سوپاپ بر روی بهره‌ی جریان، با افزایش جابه‌جایی اسپول، کاهش می‌یابد.

مقایسه‌ی دو شکل ۸ و ۹ نشان می‌دهد که تأثیر هم‌پوشانی بر دبی روغن عبوری از سوپاپ، در شرایطی که اسپول در موقعیت معینی قرار دارد، بیش‌تر از حالتی است که اختلاف فشار روغن در دو طرف سوپاپ در سطح ثابتی حفظ شود.

- [10] Wu, D., Burton, R., Schoenau, G., Bitner, D. "Modeling of orifice flow rate at very small openings", Journal International of Fluid Power, Vol. 4, No.1, 2003.
- [11] Vescovo, G. D., Lippolis, A. "Flow forces analysis on a four-way valve", Proceedings of the 2nd International FPNI PhD Symposium on Fluid Power, Modena, Italy, July, 2002.
- [12] Lantto, B., Krus, P., Palmberg, J.O. "Interaction between loads in load-sensing systems", Proceeding of the 2nd Tampere International Conference on Fluid Power, Linkoping, Sweden, 1991.
- [13] Pettersson, H., Krus, P., Jansson, A., Palmberg, J.O. "The design of pressure compensators for load sensing hydraulic systems", UKACC International Conference on Control'96, IEE 427. University of Exeter, UK, pp. 1456-1462, 1996.
- [14] Kim, S. D., Cho, H. S. "A suboptimal controller design method for the energy efficiency of a load-sensing hydraulic servo system", Journal of Dynamics Systems, Measurement, and Control, Vol. 113, pp. 487-493, 1991.

قطر هیدرولیکی (m)	D_h
ضریب فشار- جریان ($m^3/s/Pa$)	K_c
بهره‌ی جریان ($m^3/s/m$)	K_q
فشار روغن نامی (Pa)	P_0
اختلاف فشار در دو سوی تنگنای در سوپاپ	ΔP
(Pa)	
دبی روغن عبوری از سوپاپ (m^3/s)	Q_v
دبی روغن نامی سوپاپ (m^3/s)	Q_{v0}
شعاع مجرای سوپاپ (m)	r
عدد رینولدز (بدون واحد)	Re
محیط مقطع عبور جریان (m)	S_v
هم‌پوشانی سوپاپ (m)	u
جابه‌جایی عضو متحرک سوپاپ (m)	x
جابه‌جایی نامی اسپول (m)	x_0
ضریب تخلیه جریان آرام (بدون واحد)	λ
ثابت‌های منحنی برازش شده (بدون واحد)	λ_1 و λ_2
چگالی سیال (kg/m^3)	ρ
لزجت مطلق روغن (Ns/m^2)	μ

مراجع

- [1] Cundiff, S.J. "Fluid Power Circuits and Controls", CRC Press, 2002.
- [2] Merritt, H.E. "Hydraulic Control Systems", John Wiley and Sons, 1967.
- [3] Metwally, M., Rabie, M.G., Girgis, N., Saleh, I. "Dynamic Performance of an Electro-Hydraulic Servo Actuator with Contactless Controlled Spool", Proceedings of the 12nd AMME Conference, Cairo, Egypt, May, pp. 467-489, 2011.
- [4] Akers, A., Gassman, M., Smith, R. "Hydraulic Power System Analysis", Taylor Francis, 2006.
- [5] Borghi, M., Cantore, G., Milani, M., Paoluzzi, R. "Analysis of hydraulic components using computational fluid dynamics models", Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Part C. pp. 619-627, 1998.
- [6] McCoy, D., Martin, H.R. "Control of Fluid Power: Analysis and Design", John Wiley & Sons, 1980.
- [7] Rabie, M.G. "Improvement of Performance of an Electro-Hydraulic Directional Control Valve", International Journal of Fluid Power, Vol. 12, No.1, pp. 9-23, 2011.
- [8] Wu, D., Burton, R., Schoenau, G. "An empirical discharge coefficient model for orifice flow", Journal International of Fluid Power, Vol. 3, No. 3, 2002.
- [9] Wu, D. "Steady state analysis of the load sensing systems", Proceeding of the 2nd International FPNI Ph.D. Symposium on Fluid Power, Modena, Italy, July, 2002.