



## ارایه‌ی مدلی ریاضی برای تعیین نشت روغن در سوپاپ‌های کنترل جهت هیدرولیکی شامل اسپول

پژمان نیک‌اندیش<sup>۱\*</sup>

<sup>۱</sup>استادیار، دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی‌شاپور دزفول  
تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۷/۰۱؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۳/۱۰/۱۲؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۱۱/۳۰

### چکیده

در این مقاله، مدلی ریاضی برای تعیین نشت روغن در سوپاپ‌های کنترل جهت، مبتنی بر روزنه‌های حاصل از جابجایی و لقی اسپول، ارائه گردید. به منظور ارزیابی دقت مدل ریاضی، در شرایط کاری مختلف و اندازه‌گیری کمیت‌های مرتبط با نشت روغن در سوپاپ کنترل جهت شامل اسپول، طراحی و ساخت یک سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، انجام گرفت. در شرایط کاری مختلف، انطباق قابل قبولی میان نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، با نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی کمیت‌های مرتبط با نشت روغن بدست آمد. بررسی نتایج نشان داد که، استفاده از روغن‌های HL32 و HL68، نسبت به روغن HL46، در سامانه‌ی انتقال توان، به ترتیب، موجب افزایش ۳۳/۱ درصدی و کاهش ۲۴/۴ درصدی بیشینه نشت روغن، و همچنین، کاهش ۱۴/۲ درصدی و افزایش ۱۹/۹ درصدی حساسیت فشار سوپاپ کنترل جهت تناسبی می‌گردد. از سوی دیگر، افزایش فشار روغن در مجرای خروجی پمپ، از ۵۰ به ۱۰۰ bar، و همچنین، از ۱۰۰ به ۲۰۰ bar، به ترتیب، افزایش ۸۸/۶ و ۷۷/۸ درصدی بیشینه دبی روغن نشتی در سوپاپ کنترل جهت را به همراه دارد. به همین ترتیب، با افزایش دو برابری فشار روغن در مجرای خروجی پمپ، حساسیت فشار و بهره‌ی جریان سوپاپ کنترل جهت، به ترتیب، ۳۳/۳ و ۴۱/۳ درصد افزایش یافت.

**کلمات کلیدی:** نشت؛ بهره‌ی جریان؛ حساسیت فشار؛ مدل ریاضی.

## Presenting a mathematical model for determining oil leakage in hydraulic directional control valves with spool

P. Nikandish<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup>Assist. Prof., Department of Mechanical Engineering, Jundi-Shapur University of Technology, Dezful, Iran

### Abstract

This article presented a mathematical model for determining oil leakage in directional control valves, based on orifices resulting from spool displacement and clearance. To evaluate the accuracy of the mathematical model presented in different working conditions and to measure the quantities related to oil leakage in the directional control valve including the spool, the design and construction of a hydraulic power transmission system was carried out. An acceptable agreement was obtained between the analytical and experimental results in different conditions. Examining the results showed that the use of HL32 and HL68 oils, compared to HL46 oil, in the power transmission system, respectively, caused a 33.1% increase and a 24.4% decrease in the maximum oil leakage, and a 14.2% decrease and a 19.9% increase in the pressure sensitivity of the proportional control valve. On the other hand, increasing the oil pressure in the pump outlet port, from 50 to 100 bar, and 100 to 200 bar, respectively, leads to an increase of 88.6% and 77.8% of the maximum flow gain in the direction control valve. In the same way, by doubling the oil pressure in the pump port, the pressure sensitivity and the flow gain of the directional control valve increased by 33.3% and 41.3%, respectively.

**Keywords:** Leakage; Pressure Sensitivity; Flow Gain; Mathematical Model.

## ۱- مقدمه

در سامانه‌های انتقال توان هیدرواستاتیک، سوپاپ‌های کنترل جهت تناسبی، ضمن تغییر مسیر جریان روغن، امکان تغییر سرعت بار وارد بر جزء متحرک سیلندرها و موتورهای هیدرولیکی را نیز فراهم می‌کنند [۱]. در سوپاپ‌های کنترل جهت، تغییر ارتباط میان مجاری و تغییر مسیر جریان روغن، توسط اجزای متحرکی، به شکل پاپت یا اسپول، انجام می‌گیرد [۲ و ۳]. سوپاپ‌های هیدرولیکی شامل جزء متحرک پاپتی، نسبت به نمونه‌های دارای اسپول، درزبندی مناسب‌تری را میان مجاری ورودی و خروجی ایجاد می‌کنند و حساسیت کمتری به آلودگی روغن دارند [۲ و ۴]. از سوی دیگر، سوپاپ‌های کنترل جهت شامل اسپول، نسبت به سوپاپ‌های پاپتی، به دلیل پاسخ دینامیکی مطلوب، استهلاک کمتر، نیاز به نیروی اندک برای تغییر وضعیت، امکان کنترل دقیق‌تر کمیت‌های هیدرولیکی و همچنین، افت فشار کمتر، به طورگسترده‌تری در سامانه‌های انتقال توان هیدرواستاتیک به کار گرفته می‌شوند [۱ و ۵]. در سوپاپ‌های کنترل جهت، برای حرکت اسپول و برآمدگی‌های واقع بر روی محور آن، اختلاف قطر داخلی پوسته‌ی راهنما و قطر بیرونی برآمدگی اسپول (لقی میان اسپول و پوسته) ضرورت دارد [۴]. از این رو، نشت روغن در سوپاپ‌های کنترل جهت شامل جزء متحرک اسپولی شکل، به دلیل عدم دقت در ساخت، ضرورت وجود لقی میان برآمدگی‌های اسپول و پوسته‌ی راهنمای آن و همچنین، اختلاف فشار روغن در مجاری سوپاپ، اجتناب‌ناپذیر است [۶]. به طور معمول، در طراحی، کنترل و ارزیابی عملکرد بسیاری از سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی به ویژه سامانه‌های سرو هیدرولیکی، از نشت روغن برای سادگی کار صرف‌نظر می‌شود [۷]. این در حالی است که نشت روغن، تأثیر قابل توجهی بر عملکرد سامانه‌های کنترل موقعیت هیدرولیکی به ویژه در جابجایی‌های اندک اسپول دارد [۸]. نشت روغن در سوپاپ کنترل جهت شامل اسپول، علاوه بر اتلاف انرژی، آلودگی محیط و مصرف روغن، حرکت خزشی بار خارجی وارد بر جزء متحرک عملگر هیدرولیکی، پایداری و عکس‌العمل سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی را تحت تأثیر قرار می‌دهد [۹ و ۱۰]. در ضمن، هدایت روغن نشتی به محفظه‌های فنر در برخی سوپاپ‌های کنترل هیدرولیکی، موجب افزایش نیروی لازم برای جابجایی اسپول و تغییر وضعیت سوپاپ می‌گردد [۱۱].

بررسی‌های مختلف نشان می‌دهد که ابعاد هندسی اسپول و پوسته‌ی آن، کمیت‌های مرتبط با مشخصات فیزیکی روغن، و در نهایت، متغیرهای هیدرولیکی سامانه‌های انتقال توان، نشت در سوپاپ‌های کنترل جهت را تحت تأثیر قرار می‌دهند [۶ و ۱۲]. در طراحی و انتخاب سوپاپ‌های کنترل جهت شامل اسپول، علاوه بر ظرفیت انتقال (دبی روغن عبوری از سوپاپ) و افت فشار روغن، مشخصه‌های مرتبط با نشت، اهمیت فراوانی دارند [۱۳]. یکی از راهکارهای موثر برای کنترل نشت روغن در سوپاپ‌های کنترل جهت، کاهش لقی میان اجزای ثابت (پوسته) و متحرک (اسپول)، به شمار می‌آید [۸]. این در حالی است که، کاهش لقی میان اجزای ثابت و متحرک سوپاپ‌های کنترل جهت، افزایش هزینه‌ی ساخت و تولید آنها را به همراه دارد [۴]. با این حال، در سوپاپ‌های کنترل جهت تناسبی و سروهیدرولیک، لقی جزئی اسپول و پوسته‌ی راهنما (در حدود  $5 \mu\text{m}$ )، برای دستیابی به نشت کمینه‌ی روغن، به منظور کنترل دقیق کمیت‌های مرتبط با حرکت جزء متحرک عملگرهای هیدرولیک (موقعیت، سرعت و نیرو) یک ضرورت به حساب می‌آید [۷]. با توجه به مشکلاتی که نشت روغن در سوپاپ‌های کنترل جهت و سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی ایجاد می‌کند، در سال‌های اخیر، پژوهش‌های مختلف و متنوعی از سوی محققین و شرکت‌های سازنده، در این خصوص، انجام گرفته است که در ادامه به برخی از آنها اشاره می‌شود. ژان چارلز و باتول [۱۴]، با ارایه‌ی یک مدل ریاضی، اثر نشت روغن بر عملکرد یک سوپاپ سروهیدرولیکی چهار راهه و سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک را بررسی کردند. گروویچ و همکاران [۱۵]، برای ارزیابی عملکرد سوپاپ کنترل جهت چهار دهانه‌ی سه وضعیت، یک مدل فیزیکی، شامل چهار روزه‌ی با سطح موثر متغیر واقع بر یک پل هیدرولیکی، ارایه نمودند. سپس، آنها بر اساس روابط ریاضی حاکم بر مدل فیزیکی سوپاپ کنترل جهت، روند تغییرات جریان داخلی در سوپاپ را مورد بررسی قرار دادند. ماندل و همکاران [۱۶]، نیز نشت جریان روغن عبوری از یک سوپاپ کنترل جهت را در شرایط انسداد مجاری عملگر مطالعه نمودند. همچنین، برگادا و همکاران [۱۷]، تأثیر تعداد و موقعیت شیارهای روی پیستون‌های یک پمپ پیستون محوری، را بر روی نشت روغن بررسی کردند. اروین و همکاران [۱۸]، در پژوهشی، تأثیر شیارها و بریدگی‌های روی برآمدگی‌های اسپول را در

در این مقاله، با توجه به نقاط ضعف مدل‌های ریاضی و عددی موجود، مدل متفاوتی شامل کمیت‌های مرتبط با هندسه‌ی سوپاپ و مشخصه‌های فیزیکی روغن، مبتنی بر روابط حاکم بر جریان روغن عبوری از روزنه‌های حاصل از جابجایی اسپول و لقی آن در پوسته‌ی سوپاپ، ارائه می‌گردد. سپس، تأثیر فشار و نوع روغن بر مشخصه‌های عملکردی نشت در سوپاپ کنترل جهت شامل، بهره‌ی جریان، حساسیت فشار و دبی روغن نشتی، در وضعیت خلاص و جابجایی مختلف اسپول، بررسی می‌گردد. همچنین، به منظور مقایسه‌ی نتایج حاصل از حل مدل ریاضی در شرایط کاری مختلف با نتایج تجربی، طراحی و ساخت یک سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، برای اندازه‌گیری کمیت‌های مرتبط با نشت روغن در سوپاپ‌های کنترل جهت شامل اسپول، در دستور کار قرار می‌گیرد.

## ۲- مواد و روش‌ها

### ۲-۱- عملکرد برآمدگی جزء متحرک در ساختار سوپاپ کنترل جهت

در سوپاپ‌های کنترل جهت شامل اسپول، تغییر مسیر جریان (انسداد و ارتباط مجاری) توسط برآمدگی‌هایی که بر روی محور اسپول قرار دارند، انجام می‌گیرد. از این رو، به منظور امکان تغییر مسیرهای مختلف جریان روغن در یک سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، در ساختار سوپاپ کنترل جهت، از برآمدگی‌های متعددی بر روی محور اسپول، استفاده می‌شود. در سوپاپ‌های کنترل جهت، به طور معمول، برآمدگی‌های اسپول، استوانه‌ای شکل، با گوشه‌های قائم، ساخته می‌شوند. در شکل ۱، هندسه‌ی یک برآمدگی اسپول با هم‌پوشانی صفر در وضعیت خلاص ( $x = 0$ ) نشان داده شده است. در وضعیت کاری خلاص، برآمدگی اسپول، برای جلوگیری از عبور جریان روغن، در برابر مجرای ورودی سوپاپ کنترل جهت قرار می‌گیرد. برای امکان حرکت اسپول در بدنه‌ی سوپاپ کنترل جهت، اختلاف میان قطر خارجی اسپول ( $D = 2R$ ) و قطر داخلی بدنه ( $d = 2r$ ) ضرورت دارد (وجود لقی میان اسپول و پوسته‌ی سوپاپ،  $S$ )، ضرورت دارد. بدین ترتیب، نشت روغن از لقی میان اسپول متحرک و پوسته‌ی ثابت در سوپاپ کنترل جهت، اجتناب‌ناپذیر است. از این رو، در اثر حرکت برآمدگی اسپول درون پوسته‌ی راهنما، توسط سامانه‌ی تغییر وضعیت سوپاپ کنترل جهت، دو روزه‌ی ساده (روزنه‌ی ۱) و ترکیبی

سوپاپ‌های کنترل جهت بر نرخ سایش اسپول، توزیع فشار روغن وارد بر سطح برآمدگی، نیروی اصطکاک و نیروی شعاعی وارد بر اسپول مطالعه نمودند. آنها دریافتند که هندسه‌ی بریدگی‌های روی سطح اسپول، علاوه بر مشخصه‌های جریان روغن عبوری از سوپاپ‌های کنترل جهت، کمیت‌های کاربردی دیگری مانند، ضریب تخلیه، افت فشار روغن، زاویه‌ی خروج جریان روغن از مجاری سوپاپ و در نهایت، نیروی ناشی از جریان روغن وارد بر اسپول را تحت تأثیر قرار می‌دهد. تامبورانا و همکاران [۱۹]، تأثیر انحنای مجاری سوپاپ و برآمدگی اسپول بر مشخصه‌های جریان در بخش اصلی یک سوپاپ سرو هیدرولیک را به روش عددی مطالعه کردند. لی و همکاران [۱] نیز، به روش عددی و تجربی به تحلیل عملکرد سوپاپ‌های کنترل جهت شامل فرمان هیدرولیکی پرداختند. آنها، نشت روغن را یکی از عوامل موثر بر عملکرد سوپاپ‌های کنترل جهت دو مرحله‌ای گزارش کردند. چن و همکاران [۲۰]، در پژوهشی، تأثیر شیرهای روی برآمدگی اسپول را بر توزیع فشار روغن بر سطح اسپول، نیروی جانبی و نشت روغن، بررسی نمودند. در نهایت، لدون و همکاران [۶]، نشت روغن در جهات شعاعی و محوری سوپاپ کنترل جهت تناسبی را مطالعه کردند. آنها نیز به تأثیر دمای روغن بر حجم روغن نشتی در این نمونه از سوپاپ‌های کنترل جهت اشاره کردند [۶].

همان‌گونه که پیش‌تر اشاره شد، در سال‌های اخیر مدل‌های عددی و تحلیلی متفاوتی برای پیش‌بینی حجم روغن نشتی در سوپاپ‌های کنترل جهت ارائه شده است. برخی از نقاط ضعف مدل‌های ریاضی و عددی ارائه شده برای تعیین مشخصه‌های مرتبط با نشت روغن در سوپاپ‌های کنترل جهت هیدرولیکی، شامل، پیچیدگی بالای روابط ریاضی و عدم امکان استفاده از آنها برای طراحی کنترل‌کننده‌ها در سامانه‌های انتقال توان سرو هیدرولیکی، لزوم انجام آزمایش‌های تجربی متعدد برای تعیین کمیت‌های ثابت، عدم امکان استفاده از مدل‌های ریاضی موجود برای سوپاپ‌های مختلف، دقت پایین نتایج حاصل در لحظه‌ی تغییر وضعیت سوپاپ، نبود انطباق مناسب میان نتایج حاصل از حل مدل‌های ریاضی و عددی با نتایج تجربی، به ویژه در وضعیت خلاص سوپاپ، عدم پیوستگی روند تغییرات حجم روغن نشتی در هنگام تغییر وضعیت سوپاپ و در نهایت، عدم امکان پیش‌بینی نشت روغن در سوپاپ‌های با هم‌پوشانی‌های مختلف، می‌باشند. بر این اساس،

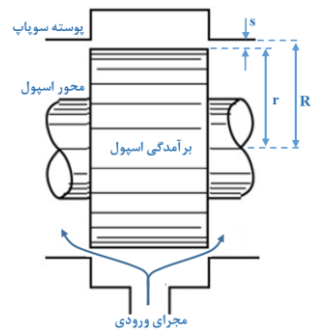
نوع و بزرگی هم‌پوشانی سوپاپ، قرار دارد. بررسی‌های مختلف نشان می‌دهد که با توجه به سطح مقطع روزنه‌ی ۱ و اختلاف فشار روغن در دو سوی آن، رژیم روغن عبوری از این روزنه، آشفته پیش‌بینی می‌گردد. همچنین، دبی روغن عبوری از روزنه‌ی ساده‌ی ۱، به اختلاف فشار روغن در بالادست و پایین دست آن، جرم مخصوص روغن، موقعیت اسپول، هندسه‌ی روزنه و لزجت روغن، وابسته است. بدین ترتیب، دبی روغن عبوری از روزنه‌ی ۱، با ترکیب روابط پیوستگی و برنولی در دو سوی آن، به شرح زیر تعیین می‌گردد [۲]:

$$Q_{p1} = C_d \Omega_1(x) \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_1} \quad (1)$$

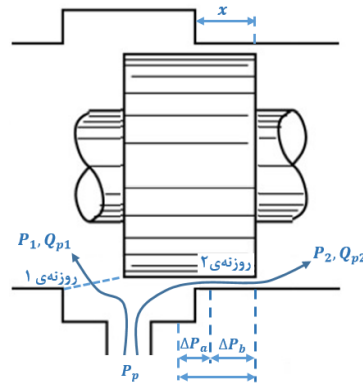
در رابطه‌ی ۱،  $\Delta P_1$ ، برابر با اختلاف فشار روغن در بالادست روزنه‌ی ساده‌ی ۱ ( $P_p$ ) و فشار روغن در پایین دست آن ( $P_1$ )، تعریف می‌گردد. مطابق شکل ۱، اختلاف فشار  $\Delta P_a$ ، موجب عبور روغن از بخش اول روزنه‌ی ترکیبی، از گوشه‌ی قائم پوسته‌ی ثابت سوپاپ و سطح برآمدگی اسپول، تشکیل یافته است. سطح مقطع عبور جریان در بخش اول روزنه‌ی ترکیبی، ثابت و مستقل از جابجایی اسپول است. از سوی دیگر، روغن، از بخش دوم روزنه ترکیبی (روزنه‌ی ۲)، در اثر اختلاف فشار  $\Delta P_b$  (اختلاف فشار روغن میان پایین دست بخش اول روزنه‌ی ترکیبی و روغن خروجی از لقی میان برآمدگی اسپول و بدنه‌ی سوپاپ)، به صورت نشت جریان می‌یابد. لازم به ذکر است که نشت روغن در اجزای به کار رفته در مدارهای هیدرولیک و لقی میان برآمدگی اسپول و بدنه‌ی سوپاپ، شباهت زیادی به جریان سیال عبوری از دو صفحه‌ی موازی که به فاصله‌ی اندکی از هم قرار گرفته‌اند، دارد. در این صورت، روغن، از لقی میان اجزای ثابت و متحرک تجهیزات به کار رفته در یک سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک، به صورت آرام، جریان می‌یابد (با توجه به عدد رینولدز متناظر با جریان سیال عبوری از لقی موجود در تجهیزات هیدرولیکی). از این رو، جریان روغن عبوری از بخش اول (بخش a) روزنه‌ی ترکیبی ( $Q_{p2a}$ )، تحت تأثیر اختلاف فشار روغن  $\Delta P_a$ ، از رابطه‌ی زیر بدست می‌آید [۶]:

$$Q_{p2a} = \frac{\pi w s^2}{32 \mu} \Delta P_a = K_a \Delta P_a \quad (2)$$

(روزنه‌ی ۲) در دو سوی برآمدگی اسپول ایجاد می‌گردد. روزنه‌ی ساده در ساختار سوپاپ کنترل جهت نشان داده شده در شکل ۱، در حد فاصل گوشه‌ی قائم و متحرک روی برآمدگی اسپول و گوشه‌ی قائم و ثابت واقع بر مجرای سوپاپ قرار می‌گیرد (روزنه‌ی ۱). سطح مقطع عبور جریان در روزنه‌های ساده‌ی سوپاپ کنترل جهت، به موقعیت اسپول، نوع و بزرگی هم‌پوشانی سوپاپ، وابسته است. از سوی دیگر، روزنه‌ی ترکیبی (روزنه‌ی ۲ در شکل ۱) در ساختار سوپاپ کنترل جهت، شامل یک روزنه‌ی با سطح مقطع ثابت (در حد فاصل گوشه‌ی قائم مجرای سوپاپ و سطح برآمدگی اسپول) و یک مجرای انتقال روغن از لقی سوپاپ، می‌باشند.



الف: برآمدگی اسپول در وضعیت خلاص ( $x = 0$ )



ب: جابجایی برآمدگی اسپول ( $x > 0$ )

شکل ۱- عملکرد برآمدگی اسپول در ساختار سوپاپ کنترل جهت

در شکل ۱، دبی روغن عبوری از روزنه‌های ساده و ترکیبی، به ترتیب با  $Q_{p1}$  و  $Q_{p2}$ ، مشخص شده است. شکل و هندسه‌ی روزنه‌های حاصل از تغییر وضعیت سوپاپ کنترل جهت، تحت تأثیر هندسه‌ی برآمدگی‌های اسپول، هندسه‌ی مجاری،

جهت، در شرایطی که اسپول در موقعیت خلاص قرار دارد، با دبی روغن عبوری از آن در لحظه‌ی شروع به حرکت اسپول، می‌باید برابر باشد.

در واقع، بر اساس این ملاحظات کاربردی، هر روزنه‌ی ساده در ساختار سوپاپ‌های کنترل جهت شامل اسپول، در وضعیت خلاص، همانند یک روزنه‌ی ترکیبی با طول صفر عمل می‌کند. بدین ترتیب، برای تعیین دبی روغن عبوری از روزنه‌های ساده حاصل از جابجایی اسپول در سوپاپ‌های کنترل جهت، عبارت  $\Delta P_1 = P_p - P_1$ ، به شرح زیر اضافه می‌شود  $(\Delta P_1 = P_p - P_1)$ :

$$Q_{p1} = \frac{K_a K_b}{K_b + K_a x} \Delta P_1 + C_d \Omega_1(x) \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_1} \quad (5)$$

بر این اساس، در لحظه‌ی جابجایی اسپول، بزرگی عبارت اول در رابطه‌ی ۵، در مقایسه با بزرگی عبارت دوم آن، ناچیز برآورد می‌گردد. به همین ترتیب، در شرایطی که اسپول در وضعیت خلاص  $(x = 0)$  قرار دارد، بزرگی عبارت اول در رابطه ۵، بسیار بزرگ‌تر از عبارت دوم آن، پیش‌بینی می‌شود. از این رو، در موقعیت‌های مختلف اسپول، روند تغییرات دبی روغن عبوری از روزنه‌های ساده، در ساختار سوپاپ کنترل جهت، پیوسته خواهد بود.

## ۲-۲- ارایه مدلی ریاضی برای تخمین نشت روغن در یک سوپاپ کنترل جهت چهار دهانه‌ی سه وضعیتی تناسبی

در صنعت، برای تغییر مسیر حرکت سیلندرهای هیدرولیکی دو سوپه و تغییر جهت دوران محور خروجی موتورهای هیدرولیکی، به طور گسترده‌ای از سوپاپ‌های کنترل جهت ۴ دهانه‌ی ۳ وضعیتی، شامل اسپول، در قالب سوپاپ‌های متداول، تناسبی و سرو، استفاده می‌شود [۱۲]. در شکل ۲، ساختار درونی یک سوپاپ کنترل جهت ۴ دهانه‌ی ۳ وضعیتی شامل اسپول با هم‌پوشانی صفر، در وضعیت کاری خلاص، نشان داده شده است، روزنه‌های حاصل از جابجایی اسپول در ساختار سوپاپ کنترل جهت ۴ دهانه‌ی سه وضعیتی، با اعداد ۱ تا ۴ مشخص شده است. در شکل ۲، برای نامگذاری روزنه‌های مرتبط با مجرای ورودی (مجرای P)، از اعداد ۱ و ۲، و برای

در رابطه‌ی فوق کمیت‌های  $w$ ،  $s$  و  $\mu$ ، به ترتیب، عرض بخش اول روزنه‌ی ترکیبی ۲، لقی میان اسپول و پوسته‌ی راهنمای سوپاپ و لزجت روغن تعریف می‌گردند  $(w = 2\pi r)$ . این در حالی است که با توجه به ضرورت پیوستگی جریان در مجاری مرتبط، دبی روغن عبوری از بخش‌های اول و دوم روزنه‌ی ترکیبی در ساختار سوپاپ‌های کنترل جهت، یکسان خواهد بود. از این رو، رژیم جریان روغن عبوری از بخش دوم روزنه‌ی ترکیبی سوپاپ نشان داده شده در شکل ۱ نیز، آرام پیش‌بینی می‌گردد. از این رو، دبی روغن عبوری از بخش دوم روزنه‌ی ترکیبی در ساختار نشان داده شده در شکل ۱، تحت تأثیر اختلاف فشار  $\Delta P_b$ ، از رابطه‌ی زیر بدست می‌آید [۹]:

$$Q_{p2b} = \frac{\pi R S^3}{6 \mu x} \Delta P_b = \frac{K_b}{x} \Delta P_b \quad (3)$$

از آنجایی که اختلاف فشار روغن در دو سوی روزنه‌ی ترکیبی ۲، برابر با مجموع اختلاف فشار روغن در دو بخش تشکیل‌دهنده‌ی این روزنه می‌باشد  $(\Delta P_2 = \Delta P_a + \Delta P_b)$ ، دبی روغن عبوری از روزنه‌ی ترکیبی در سوپاپ کنترل جهت شامل اسپول، بازنویسی می‌شود:

$$Q_{p2} = \frac{K_a K_b}{K_b + K_a x} \Delta P_2 \quad (4)$$

به منظور دست‌یابی به یک مدل ریاضی جامع برای پیش‌بینی نشت روغن در سوپاپ‌های کنترل جهت شامل اسپول، اصلاح دبی روغن عبوری از روزنه‌ی ساده‌ی ۱، ضرورت دارد. از این رو، در شرایطی که اسپول در موقعیت خلاص قرار دارد  $(x = 0)$ ، ملاحظات زیر می‌باید مورد توجه قرار گیرد:

- در وضعیت کاری خلاص، برآمدگی اسپول، به دلیل تقارن اجزای ثابت و متحرک سوپاپ، دو روزنه‌ی ۱ و ۲، شکل و ساختار هندسی مشابهی دارند. از این رو، دبی روغن عبوری از روزنه‌های ۱ و ۲، در شرایطی که تحت تأثیر اختلاف فشار یکسانی قرار داشته باشند، برابر خواهد بود.

- روند تغییرات پیوسته‌ی جریان روغن عبوری از هر یک از روزنه‌های موجود در ساختار یک سوپاپ کنترل جهت، در موقعیت‌های مختلف اسپول ضرورت دارد. بر این اساس، دبی روغن عبوری از هر روزنه‌ی ساده در ساختار سوپاپ کنترل

$$Q_B = \frac{K_a K_b}{K_b + K_a x} \Delta P_2 - C_d \Omega_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_4} - \frac{K_a K_b}{K_b + K_a x} \Delta P_4 \quad (11)$$

در روابط ۸ تا ۱۱، کمیت‌های  $\Delta P_i$  معرف اختلاف فشار روغن در روزه‌ی نام سوپاپ کنترل جهت می‌باشند که به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\Delta P_1 = P_P - P_A \quad (12)$$

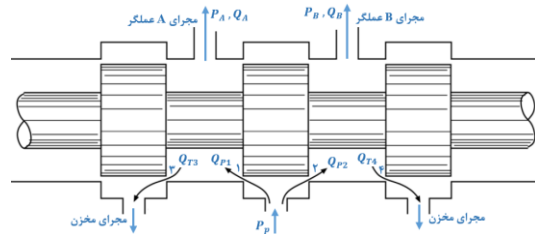
$$\Delta P_2 = P_P - P_B \quad (13)$$

$$\Delta P_3 = P_A - P_R \quad (14)$$

$$\Delta P_4 = P_B - P_R \quad (15)$$

در ارایه‌ی مدل ریاضی برای تعیین نشت روغن در سوپاپ‌های کنترل جهت، تعریف سه مشخصه‌ی کاربردی، شامل، حساسیت فشار، جریان نشت داخلی و بهره‌ی جریان، اهمیت دارد. برای تعیین حساسیت فشار و جریان نشت داخلی در سوپاپ‌های کنترل جهت، مجاری عملگر (A و B) مسدود می‌شوند ( $Q_A = Q_B = 0$ ). در این شرایط، فشار روغن نشتی در مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت به موقعیت اسپول وابسته است ( $P_A \neq P_B \neq 0$ ). در این صورت، اختلاف میان فشار روغن در مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت، فشار بار، یا به عبارت دیگر، فشار ناشی از اعمال بار خارجی نامگذاری می‌شود ( $P_L = P_A - P_B \neq 0$ ). از این رو، امکان دستیابی به روند تغییرات فشار ناشی از اعمال بار ( $P_L = P_A - P_B$ ) در شرایط انسداد مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت، بر حسب جابجایی اسپول، یا به عبارت دیگر، حساسیت فشار متناظر با سوپاپ کنترل جهت، فراهم می‌گردد. همچنین، با توجه به انسداد مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت، جریان نشت داخلی در سوپاپ ( $Q_{leak}$ )، با دبی روغن ورودی به مجرای P برابر خواهد بود ( $Q_{leak} = Q_P$ ). از سوی دیگر، برای تعیین بهره‌ی جریان در سوپاپ کنترل جهت ۴ دهانه‌ی ۳ وضعیته، مجاری عملگر سوپاپ، به هم متصل می‌شوند. در این شرایط، دبی و فشار روغن عبوری از مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت، برابر خواهند بود ( $Q_A = Q_B \neq 0$ ). در این صورت، روند تغییرات دبی روغن عبوری از مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت بر حسب موقعیت اسپول، بهره‌ی جریان ( $Q_{load}$ )، نامیده می‌شود.

معرفی روزه‌های در ارتباط با مجاری خروجی (مجاری مخزن)، از اعداد ۳ و ۴، استفاده شده است.



شکل ۲- ساختار سوپاپ کنترل جهت چهار دهانه‌ی سه وضعیته شامل اسپول در وضعیت کاری خلاص

مطابق شکل ۲، رابطه‌ی پیوستگی جریان در محفظه‌های مرتبط با مجاری عملگر در سوپاپ کنترل جهت ۴ دهانه‌ی ۳ وضعیته، به شرح زیر نوشته می‌شود:

$$Q_A = Q_{p1} - Q_{r3} \quad (6)$$

$$Q_B = Q_{p2} - Q_{r4} \quad (7)$$

با توجه به جهت حرکت و موقعیت اسپول، دبی روغن ارسالی به هر یک از مجاری عملگر هیدرولیکی (مجاری A و B)، با جایگذاری روابط ۴ و ۵ در روابط ۶ و ۷ به شرح زیر بدست می‌آیند:

- اسپول در وضعیت خلاص و جابجایی آن در جهت مثبت ( $x \geq 0$ ):

$$Q_A = \frac{K_a K_b}{K_b + K_a x} \Delta P_1 + C_d \Omega_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_1} - \frac{K_a K_b}{K_b + K_a x} \Delta P_3 \quad (8)$$

$$Q_B = \frac{K_a K_b}{K_b + K_a x} \Delta P_2 - C_d \Omega_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_4} - \frac{K_a K_b}{K_b + K_a x} \Delta P_4 \quad (9)$$

- جابجایی اسپول در جهت منفی ( $x < 0$ ):

$$Q_A = \frac{K_a K_b}{K_b + K_a x} \Delta P_1 - C_d \Omega_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_3} - \frac{K_a K_b}{K_b + K_a x} \Delta P_3 \quad (10)$$

$$P_B = \frac{P_P + P_R}{2} - \frac{-\Gamma^2 + \sqrt{\Gamma^4 + 2\Gamma^2(P_P - P_R)}}{2} \quad (۲۳)$$

به همین ترتیب، در صورت جابجایی اسپول در جهت منفی ( $x < 0$ ) و حل همزمان روابط ۲۰ و ۲۱، فشار روغن در مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت در شرایط انسداد آنها، تعیین می‌شوند:

$$P_A = \frac{P_P + P_R}{2} - \frac{-\Gamma^2 + \sqrt{\Gamma^4 + 2\Gamma^2(P_P - P_R)}}{2} \quad (۲۴)$$

$$P_B = \frac{P_P + P_R}{2} + \frac{-\Gamma^2 + \sqrt{\Gamma^4 + 2\Gamma^2(P_P - P_R)}}{2} \quad (۲۵)$$

در روابط ۲۲ تا ۲۵، کمیت  $\Gamma$ ، در موقعیت‌های مختلف اسپول به کار رفته در ساختار سوپاپ کنترل جهت به صورت زیر تعریف می‌گردد:

- جابجایی اسپول در جهت مثبت ( $x \geq 0$ ):

$$\Gamma(x) = \frac{C_d \Omega(x)(K_b + K_a x)x}{2K_a K_b} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (۲۶)$$

- جابجایی اسپول در جهت منفی ( $x < 0$ ):

$$\Gamma(x) = \frac{-C_d \Omega(x)(K_b - K_a x)x}{2K_a K_b} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (۲۷)$$

در نهایت، در شرایط انسداد مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت، حساسیت فشار یا به عبارت دیگر، فشار ناشی از بار، از اختلاف فشار روغن در مجاری A و B، بدست می‌آیند. همچنین، دبی نشت داخلی روغن در سوپاپ کنترل جهت با ساختار اسپولی ( $Q_{leak}$ )، در شرایط انسداد مجاری عملگر سوپاپ ( $Q_A = Q_B = 0$ )، برابر با دبی روغن ورودی به مجرای P، خواهد بود:

$$Q_{leak} = Q_p = Q_{p1} + Q_{p2} \quad (۲۸)$$

در ضمن، در شرایط ارتباط مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت ۴ دهانه‌ی ۳ وضعیت تناسبی، اختلاف فشار روغن میان مجاری عملگر یا به عبارت دیگر، فشار ناشی از بار، برابر با صفر خواهد بود ( $P_L = P_A - P_B = 0$ ).

برای دست‌یابی به روند تغییرات فشار روغن در مجاری مسدود عملگر سوپاپ کنترل جهت (حساسیت فشار سوپاپ)، روابط ۶ و ۷، به شرح زیر بازنویسی می‌شوند ( $Q_A = Q_B = 0$ ):

$$Q_{p1} = Q_{r3} \quad (۱۶)$$

$$Q_{p2} = Q_{r4} \quad (۱۷)$$

به همین ترتیب، با توجه به جهت حرکت و موقعیت اسپول، بازنویسی روابط ۸، ۹، ۱۰ و ۱۱، انجام می‌گیرد:

- جابجایی اسپول در جهت مثبت ( $x \geq 0$ ):

$$\frac{K_a K_b}{K_b + K_a x} \Delta P_1 + C_d \Omega_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \Delta P_1 = \frac{K_a K_b}{K_b + K_a x} \Delta P_3 \quad (۱۸)$$

$$\frac{K_a K_b}{K_b + K_a x} \Delta P_2 = C_d \Omega_4 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \Delta P_4 + \frac{K_a K_b}{K_b + K_a x} \Delta P_4 \quad (۱۹)$$

- جابجایی اسپول در جهت منفی ( $x < 0$ ):

$$\frac{K_a K_b}{K_b + K_a x} \Delta P_1 = C_d \Omega_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \Delta P_3 + \frac{K_a K_b}{K_b + K_a x} \Delta P_3 \quad (۲۰)$$

$$\frac{K_a K_b}{K_b + K_a x} \Delta P_2 = C_d \Omega_4 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \Delta P_4 + \frac{K_a K_b}{K_b + K_a x} \Delta P_4 \quad (۲۱)$$

با حل همزمان روابط ۱۸ و ۱۹، فشار روغن در مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت در شرایط انسداد آنها و جابجایی اسپول در جهت مثبت ( $x \geq 0$ )، به دست می‌آیند:

$$P_A = \frac{P_P + P_R}{2} + \frac{-\Gamma^2 + \sqrt{\Gamma^4 + 2\Gamma^2(P_P - P_R)}}{2} \quad (۲۲)$$

در نهایت، برای محاسبه‌ی بهره‌ی جریان سوپاپ کنترل جهت تناسبی، روند تغییرات دبی روغن عبوری از مجاری عملگر، بر حسب جابجایی اسپول، بررسی می‌گردد.

### ۳-۲- طراحی و ساخت سامانه‌ی انتقال توان هیدروستاتیک

به منظور ارزیابی تجربی و نتایج حاصل از حل مدل ریاضی برای پیش‌بینی کمیت‌های مرتبط با نشت روغن در سوپاپ کنترل جهت، طراحی و ساخت سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی نشان داده شده در شکل ۳، در دستور کار قرار می‌گیرد. در این سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، امکان اندازه‌گیری کمیت‌های مرتبط با نشت روغن در سوپاپ کنترل جهت مدل D1FBE01 فراهم شده است. ایجاد جریان روغن در سامانه‌ی انتقال توان، توسط پمپ دنده‌ای جابجایی ثابت مدل V2-29، انجام می‌گیرد. به منظور تثبیت فشار روغن در مجرای ورودی سوپاپ کنترل جهت تناسبی (مجرای P سوپاپ)، از سوپاپ کاهنده‌ی فشار دومرحله‌ای مدل VM064K استفاده می‌شود. علاوه بر سوپاپ کاهنده‌ی فشار دو مرحله‌ای، بکارگیری سوپاپ فشارشکن تناسبی، شامل بخش فرمان، مدل RE06M10، در سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک نشان داده شده در شکل ۳، امکان تنظیم دقیق فشار روغن در مجرای ورودی سوپاپ کنترل جهت، فراهم می‌گردد. از سوی دیگر، ارتباط و انسداد مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت تناسبی (مجاری A و B)، توسط سوپاپ کنترل جهت دو دهانه دو وضعیته، شامل پاپت، انجام می‌گیرد. همچنین، فشار روغن در مجاری عملگر و ورودی سوپاپ کنترل جهت، توسط حسگرهای فشار، مدل A10، با دقت  $\pm 0.5\%$  درصد محدوده‌ی کاری، اندازه‌گیری می‌شود. در ضمن، به منظور اندازه‌گیری حجم روغن عبوری از مجاری عملگر و مخزن سوپاپ بر واحد زمان، از حسگرهای دبی، مدل VHZO-020GA050، با دقت  $\pm 0.25\%$  درصد محدوده‌ی کاری، استفاده می‌شود. از سوی دیگر، اندازه‌گیری موقعیت جزء متحرک سوپاپ کنترل جهت تناسبی، توسط حسگر جابجایی مدل SDVH8B با دقت  $\pm 0.25\%$  درصد محدوده‌ی کاری، انجام می‌گیرد. جریان الکتریکی خروجی از حسگرهای فشار، دبی و جابجایی، به کارت داده‌برداری مدل MA-GL16 منتقل می‌شود. در نهایت، پس از پردازش، اصلاح و تقویت جریان الکتریکی دریافتی توسط

بدین ترتیب، دبی روغن نشستی در سوپاپ کنترل جهت ۴ دهانه‌ی ۳ وضعیته در موقعیت‌های مختلف اسپول به صورت زیر بازنویسی می‌گردد:

- جابجایی اسپول در جهت مثبت ( $x \geq 0$ ):

$$Q_{leak} = Q_{p2} + Q_{r1} \quad (29)$$

- جابجایی اسپول در جهت مثبت ( $x < 0$ ):

$$Q_{leak} = Q_{p1} + Q_{r2} \quad (30)$$

با جای‌گذاری دبی روغن عبوری از روزه‌های ۱، ۲، ۳ و ۴ در روابط ۲۹ و ۳۰، روابط زیر برای محاسبه دبی روغن نشستی در سوپاپ‌های کنترل جهت اسپولی با هم‌پوشانی صفر، در شرایط انسداد مجاری A و B ( $Q_{leak}$ )، بدست می‌آیند:

- جابجایی اسپول در جهت مثبت ( $x \geq 0$ ):

$$Q_{leak} = \frac{K_a K_b}{K_b + K_a x} [(P_P - P_R) + (P_A - P_B)] \quad (31)$$

- جابجایی اسپول در جهت مثبت ( $x < 0$ ):

$$Q_{leak} = \frac{K_a K_b}{K_b - K_a x} [(P_P - P_R) - (P_A - P_B)] \quad (32)$$

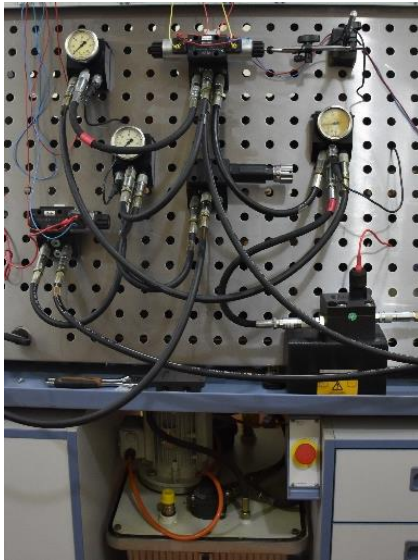
از سوی دیگر، همان‌گونه که پیش‌تر نیز اشاره شد، برای تعیین بهره‌ی جریان سوپاپ کنترل جهت تناسبی، ارتباط مجاری A و B، ضرورت دارد ( $Q_A = Q_B$ ). در این شرایط کاری ( $P_A = P_B$ )، فشار روغن در مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت تناسبی، در جابجایی‌های مختلف اسپول (پس از اعمال این شرایط کاری، در روابط ۸ تا ۱۱)، به شرح زیر محاسبه می‌گردد:

$$P_A = P_B = \frac{P_P + P_R}{2} \quad (33)$$

سپس، با جای‌گذاری رابطه‌ی ۳۳ در رابطه‌ی ۸ تا ۱۱، دبی روغن عبوری از مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت تناسبی، در شرایط انسداد مجاری، به دست می‌آید:

$$Q_L = Q_A = Q_B = C_d \Omega(x) \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_P - P_R)} \quad (34)$$





ب: نمای ظاهری سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی  
 شکل ۳- سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی برای  
 اندازه‌گیری نشت روغن در سوپاپ کنترل جهت

کارت داده‌برداری، ثبت و تحلیل متغیرهای فیزیکی در رایانه انجام می‌گیرد. بدین ترتیب، امکان مقایسه نتایج حاصل از حل مدل ریاضی با نتایج تجربی فراهم می‌گردد. در این پژوهش، از روغن‌های هیدرولیک، HL32، HL46، HL68 و شرکت بهران، استفاده شده است (جدول ۱).

جدول ۱- مشخصات فیزیکی روغن‌های هیدرولیک بهران

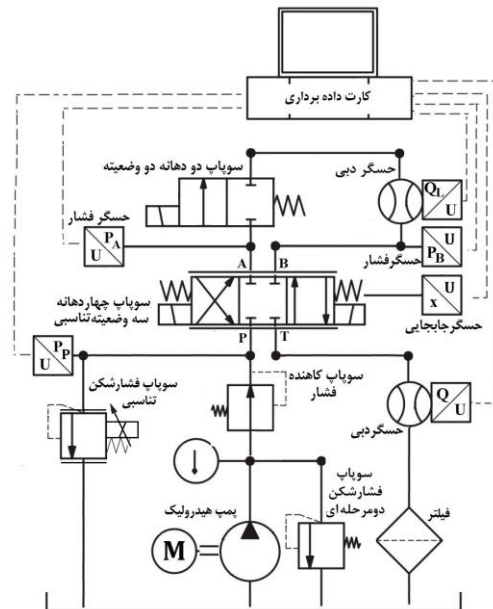
روغن	روغن	روغن	کمیت فیزیکی
HL68	HL46	HL32	
۸۸۵	۸۸۰	۸۷۵	جرم مخصوص ( $kg/m^3$ ) در دمای ۱۵°C
۵۶	۴۶	۳۲	لزجت سینماتیکی (cSt) در دمای ۴۰°C

### ۳- نتایج و بحث

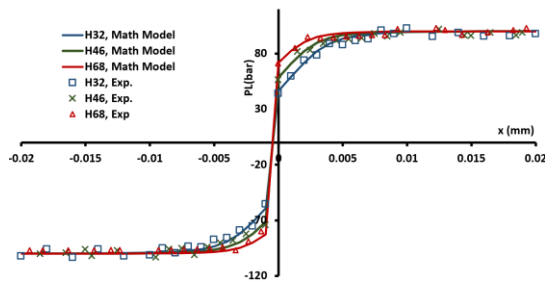
#### ۳-۱- تأثیر نوع روغن هیدرولیک بر مشخصه‌های مرتبط

##### با نشت در سوپاپ کنترل جهت

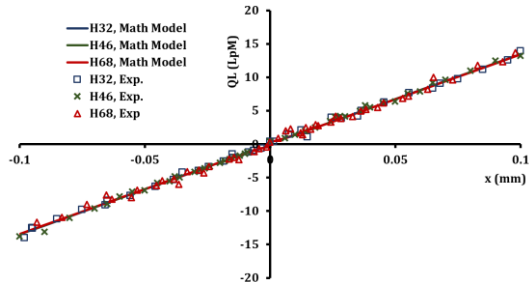
در شکل ۴، روند تغییرات مشخصه‌های عملکردی مرتبط با نشت در سوپاپ کنترل جهت چهار دهانه‌ی سه وضعیت، حاصل از حل مجموعه روابط ریاضی، بر حسب موقعیت اسپول، تحت تأثیر سه نوع روغن هیدرولیک متداول در داخل کشور (روغن‌های HL32، HL46 و HL68)، نشان داده شده است. برای این منظور، از سوپاپ کنترل جهت چهار دهانه‌ی سه وضعیت، شامل جزء متحرکی به قطر ۱۰/۴۸mm و لقی ۰/۳mm، استفاده می‌شود. در این مرحله، فشار روغن در مجرای ورودی سوپاپ کنترل جهت ۴ دهانه‌ی ۳ وضعیت (فشار روغن در مجرای خروجی پمپ هیدرولیک)، توسط سوپاپ فشارشکن تناسبی، برابر با ۱۰۰ bar، تنظیم می‌گردد. مطابق شکل ۴الف، در صورت استفاده از هر یک از روغن‌های HL32، HL46 و HL68، در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیک، دبی روغن نشتی در سوپاپ کنترل جهت چهار دهانه‌ی سه وضعیت، در شرایطی که جزء متحرک آن، در وضعیت خلاص ( $x = 0$ ) قرار دارد، به دلیل وجود دو روزنه با طول کمینه، در دو سوی هر برآمدگی جزء متحرک، بیشینه خواهد بود. سپس، با جابجایی جزء



الف: طرح‌واره‌ی سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی



ب: حساسیت فشار

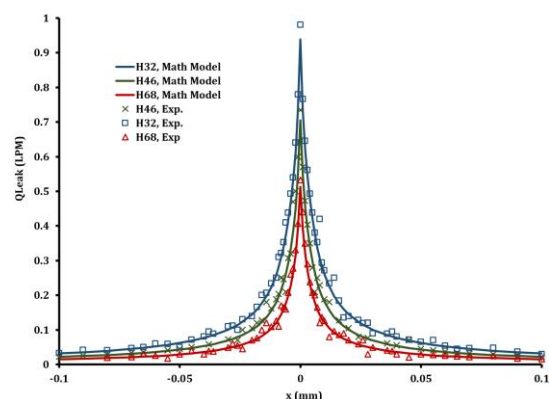


ج: بهره‌ی جریان

شکل ۴- روند تغییرات مشخصه‌های عملکردی مرتبط با نشت در سوپاپ کنترل جهت تحت تأثیر روغن‌های هیدرولیک متفاوت

همان‌گونه که پیش‌تر نیز اشاره شد، روغن در ساختار سوپاپ کنترل جهت، از میان دو روزنه، شامل روزنه‌ی حاصل از جابجایی اسپول و روزنه‌ی حاصل از لقی میان برآمدگی اسپول و پوسته‌ی سوپاپ، جریان می‌یابد (شکل ۱). با جابجایی اسپول، طول روزنه‌ی حاصل از لقی اسپول، تغییر می‌کند. تغییر طول این روزنه، تأثیر قابل‌توجهی بر سرعت جریان و افت فشار روغن در آن ندارد. این در حالی است که با حرکت اسپول، سطح مقطع عبور جریان در روزنه‌ی حاصل از جابجایی اسپول، تغییر می‌کند. با توجه به جریان آشفته‌ی روغن در این روزنه، سرعت جریان و افت فشار روغن به طور قابل‌توجهی، تحت‌تأثیر سطح مقطع عبور جریان و جابجایی اسپول قرار می‌گیرد. بدین‌ترتیب، درجه حرارت روغن عبوری از این روزنه به موقعیت اسپول وابسته خواهد بود. بررسی‌ها نشان می‌دهد که لزجت روغن HL32، نسبت به دو نوع روغن دیگر، حساسیت بیشتری به تغییر درجه حرارت و جابجایی اسپول دارد. بر این اساس، با افزایش جابجایی اسپول، اختلاف میان حجم روغن نشتی، در این سه نمونه روغن، افزایش می‌یابد.

متحرک سوپاپ کنترل جهت در جهات مثبت و منفی، حجم روغن نشتی، در اثر افزایش طول روزنه‌ی حاصل از جابجایی جزء متحرک در برابر جزء ثابت سوپاپ، با کاهش قابل‌توجهی (کاهش نشت روغن پس از عبور جزء متحرک سوپاپ از وضعیت خلاص) روبه‌رو می‌گردد. روند کاهش یکسان دبی روغن نشتی در سوپاپ کنترل جهت متناسب با جابجایی جزء متحرک آن در جهات مثبت و منفی، به دلیل، تقارن در هندسه‌ی اجزای ثابت و متحرک سوپاپ و در نتیجه‌ی آن، ایجاد روزنه‌های مشابه در ساختار درونی سوپاپ، می‌باشد. این در حالی است که با جابجایی بیشتر اسپول، روند تغییرات دبی روغن نشتی در سوپاپ کنترل جهت تناسبی، به دلیل افزایش طول روزنه‌ی موثر در ساختار سوپاپ، با شیب اندکی، دنبال می‌شود. مطابق شکل ۴الف، در موقعیت‌های مختلف اسپول، حجم نشتی روغن HL32، در سوپاپ کنترل جهت تناسبی، بیشتر از روغن HL46، است. لازم به ذکر است که نشت بیشتر روغن HL32 نسبت به روغن HL46 در سوپاپ کنترل جهت تناسبی، به دلیل لزجت و جرم مخصوص کمتر آن می‌باشد. همچنین، در وضعیت خلاص سوپاپ کنترل جهت ۴ دهانه‌ی ۳ وضعیته، بیشینه نشت روغن HL32 نسبت به روغن HL46، در حدود ۳۳/۱ درصد بیشتر است. از سوی دیگر، روغن HL68، به دلیل لزجت و جرم مخصوص بیشتر نسبت به روغن HL46، به میزان کمتری در سوپاپ کنترل جهت نشت می‌یابد. بیشینه نشت روغن HL68 در سوپاپ کنترل جهت، ۲۴/۴ درصد کمتر از روغن HL46، برآورد می‌گردد.



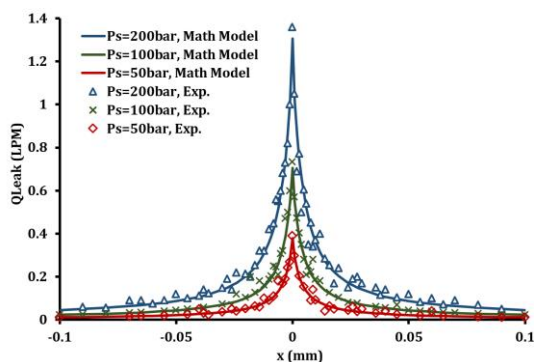
الف: دبی روغن نشتی در سوپاپ کنترل جهت تناسبی

در شکل ۴الف، علاوه بر نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، نتایج مربوط به اندازه‌گیری‌های تجربی دبی روغن نشتی در سوپاپ کنترل جهت، نیز آمده است. بر این اساس، متوسط دبی نشتی روغن‌های HL32، HL46 و HL68 در سوپاپ کنترل جهت تناسبی به کار رفته در ساختار سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک نشان داده شده در شکل ۳، به ترتیب، ۴/۵، ۴/۲ و ۳/۸ درصد، بیشتر از نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، تعیین می‌شوند. تأثیر درجه حرارت روغن بر جرم مخصوص و لزجت روغن، و همچنین، عدم امکان محاسبه‌ی دقیق سطح مقطع عبور جریان در روزنه‌های ایجاد شده در اثر جابجایی اسپول، از جمله دلایل اختلاف میان نتایج تجربی با نتایج حاصل از حل مدل ریاضی برای پیش‌بینی دبی روغن نشتی در سوپاپ کنترل جهت تناسبی، به حساب می‌آیند.

در شکل ۴ب، روند تغییرات اختلاف فشار روغن در مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت چهار دهانه‌ی سه وضعیته (فشار ناشی از بار) بر حسب جابجایی جزء متحرک سوپاپ، برای سه نوع روغن هیدرولیک متداول در صنعت (روغن‌های HL32، HL46 و HL68)، نمایش داده شده است. مطابق شکل ۴ب، در شرایطی که اسپول در وضعیت خلاص قرار دارد، اختلاف فشار روغن در مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت تناسبی حاصل از حل مدل ریاضی، کمینه می‌شود. در صورت به کارگیری هر یک از سه نوع روغن هیدرولیک مفروض در سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک نشان داده شده در شکل ۳، اختلاف فشار روغن میان مجاری عملگر سوپاپ ( $P_L$ )، با جابجایی جزء متحرک سوپاپ، در مرحله‌ی اول، افزایش و سپس، با حرکت بیشتر آن، برابر با مقدار ثابت و معینی خواهد بود. در ضمن، اختلاف فشار روغن در مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت تناسبی، متأثر از نوع روغن به کار رفته در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی قرار دارد. لازم به ذکر است که، در جابجایی‌های اندک جزء متحرک سوپاپ کنترل جهت، روند تغییرات اختلاف فشار ناشی از بار، به میزان بیشتری تحت تأثیر موقعیت اسپول قرار می‌گیرد. این در حالی است که در جابجایی بیشتر جزء متحرک سوپاپ کنترل جهت تناسبی، روند تغییرات اختلاف فشار ناشی از بار، متناظر با روغن‌های هیدرولیک مختلف، بر هم منطبق می‌شوند. همچنین، در صورت استفاده از روغن‌های با لزجت و جرم مخصوص بیشتر در سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک، روند تغییرات اختلاف فشار در مجاری عملگر

سوپاپ کنترل جهت تناسبی، در جابجایی کمتر اسپول، به مقدار نهایی می‌رسد. مطابق شکل ۴ب، در صورت استفاده از روغن‌های HL32، HL46 و HL68 در سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک، نمودار اختلاف فشار ناشی از بار سوپاپ کنترل جهت تناسبی، به ترتیب، در فواصل  $28\mu\text{m}$ ،  $24\mu\text{m}$  و  $20\mu\text{m}$ ، اسپول از موقعیت خلاص، به مقدار نهایی نزدیک می‌شوند. به کارگیری روغن‌های با لزجت و جرم مخصوص بیشتر در سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک، موجب کاهش نشت روغن و در نهایت، کاهش موقعیت اسپول متناظر با نقطه اشباع در نمودار اختلاف روغن ناشی از بار می‌گردد. از این رو، در صورت استفاده از روغن‌های HL32، HL46 و HL68 در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، کمیت حساسیت فشار سوپاپ کنترل جهت بر حسب  $\text{bar}/\mu\text{m}$ ، به ترتیب برابر با  $3/57$ ،  $4/16$  و  $4/99$ ، تعیین می‌شود. بدین ترتیب، افزایش لزجت و جرم مخصوص روغن، موجب افزایش حساسیت فشار سوپاپ کنترل جهت تناسبی می‌گردد. به بیانی دیگر، در صورت استفاده از روغن‌های HL32 و HL68 نسبت به روغن HL46 در سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک، حساسیت فشار سوپاپ کنترل جهت چهار دهانه‌ی سه وضعیته‌ی تناسبی مفروض، به ترتیب،  $14/2$  درصد کاهش و  $19/9$  درصد افزایش، می‌یابد. در شکل ۴ب، نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی اختلاف فشار ناشی از بار سوپاپ کنترل جهت تناسبی، نیز آمده است. بر این اساس، در صورت استفاده از روغن با لزجت و جرم مخصوص بیشتر در سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک، اختلاف میان نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی اختلاف فشار ناشی از بار سوپاپ کنترل جهت تناسبی با نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، به دلیل کاهش حجم روغن نشتی در سوپاپ، کاهش می‌یابد. بررسی‌های بیشتر نشان می‌دهد که در صورت استفاده از روغن‌های HL32، HL46 و HL68 در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی اختلاف فشار ناشی از بار سوپاپ کنترل جهت، به ترتیب و به طور متوسط،  $4/1$ ،  $3/8$  و  $3/4$  درصد کمتر از نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، می‌باشند. اختلاف اندک (کمتر از ۵ درصد) میان نتایج تجربی و تئوری، نشان از دقت قابل قبول مدل ریاضی ارائه شده، برای تخمین نشت روغن در سوپاپ کنترل جهت چهار دهانه‌ی سه وضعیته تناسبی دارد.

وضعیته، شامل جزء متحرکی به قطر ۱۰/۴۸mm و لقی ۳mm، در سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک، استفاده می‌شود. مطابق شکل ۵الف، در وضعیت خلاص سوپاپ کنترل جهت چهار دهانه‌ی سه وضعیت تناسبی، دبی روغن نشتی، به دلیل وجود دو روزنه با طول کمینه، در دو سوی برآمدگی میانی جزء متحرک (برآمدگی مرتبط با مجرای فشار سوپاپ)، بیشینه خواهد بود. همچنین، متناظر با هر فشار روغن در مجرای خروجی پمپ، دبی روغن نشتی از سوپاپ کنترل جهت، با جابجایی جزء متحرک آن در هر سو، به طور متقارن و مشابه، کاهش می‌یابد. این در حالی است که، روند تغییرات دبی روغن نشتی در سوپاپ کنترل جهت تناسبی، به طور معنی‌داری تحت تأثیر فشار روغن در مجرای خروجی پمپ، قرار می‌گیرد. مطابق شکل ۵الف، با افزایش فشار روغن در مجرای خروجی پمپ، بیشینه دبی روغن نشتی و همچنین دبی روغن نشتی متناظر با هر موقعیت جزء متحرک سوپاپ کنترل جهت تناسبی، افزایش می‌یابد. لازم به ذکر است که، بیشینه نشت روغن در سوپاپ کنترل جهت تناسبی تحت تأثیر فشارهای ورودی ۵۰bar، ۱۰۰bar و ۲۰۰bar، بر حسب LPM، به ترتیب برابر با، ۰/۳۸۹، ۰/۷۳۴ و ۱/۳۰۵، تعیین می‌شود. بدین ترتیب، بیشینه دبی روغن نشتی از سوپاپ کنترل جهت چهار دهانه‌ی سه وضعیت تناسبی، با افزایش فشار روغن در مجرای خروجی پمپ از ۵۰bar به ۱۰۰bar و همچنین، از ۱۰۰bar به ۲۰۰bar، به ترتیب، ۸۸/۶ و ۷۷/۸ درصد، افزایش می‌یابد.



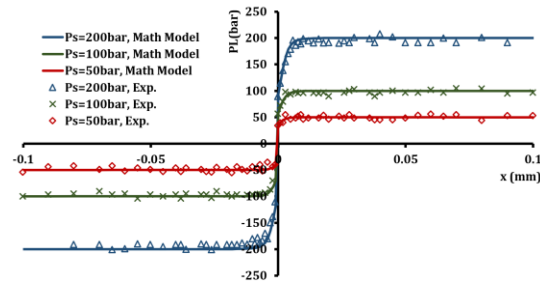
الف: دبی روغن نشتی در سوپاپ کنترل جهت تناسبی

در شکل ۴ج، نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی و نتایج حاصل از حل مدل ریاضی دبی روغن عبوری از مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت چهار دهانه‌ی سه وضعیت تناسبی ( $Q_L$ ) بر حسب جابجایی جزء متحرک سوپاپ (در شرایط ارتباط مجاری عملگر سوپاپ) نشان داده شده است. مطابق شکل ۴ج، دبی روغن عبوری از مجاری سوپاپ کنترل جهت (بهره‌ی جریان سوپاپ) تحت تأثیر نوع روغن (لزجت و جرم مخصوص روغن) قرار نمی‌گیرد. لازم به ذکر است که، دبی روغن عبوری از مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت، متناسب با جابجایی جزء متحرک آن، به دلیل افزایش سطح مقطع عبور جریان در روزنه‌ی ایجاد شده در سوپاپ، به طور خطی، افزایش می‌یابد. در واقع، با توجه به جریان آرام روغن عبوری از مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت و در نتیجه‌ی آن، عدم وابستگی ضریب تخلیه‌ی متناظر با روزنه‌ی ایجاد شده در اثر جابجایی جزء متحرک سوپاپ، دبی روغن عبوری از مجاری عملگر، به سطح مقطع و در نهایت، موقعیت جزء متحرک سوپاپ، وابسته خواهد بود. مطابق شکل ۴ج، در صورت استفاده از روغن‌های HL32، HL46 و HL68 در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، کمیت بهره‌ی سوپاپ کنترل جهت برابر با  $10^5 \text{ lpm}/\mu\text{m}$ ، تعیین می‌گردد. از سوی دیگر، بر اساس آنچه که در شکل ۴ج مشاهده می‌گردد، نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی دبی روغن عبوری از مجاری عملگر سوپاپ، به دلیل وجود روغن نشتی در سوپاپ، اندکی با نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، اختلاف دارند. بررسی‌های بیشتر نشان می‌دهد که در صورت استفاده از روغن‌های HL32، HL46 و HL68 در سامانه‌ی انتقال توان، نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی دبی روغن عبوری از مجاری عملگر سوپاپ، به ترتیب و به طور متوسط، ۴/۳، ۳/۹ و ۳/۶ درصد بیشتر از نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، می‌باشند.

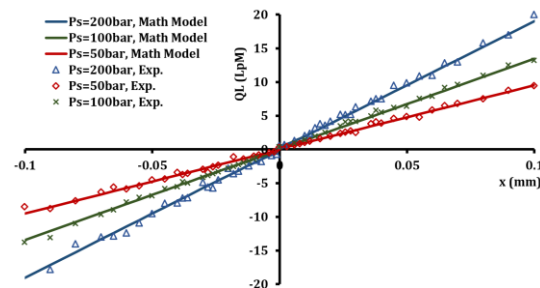
### ۳-۲- تأثیر فشار روغن بر مشخصه‌های مرتبط با نشت در سوپاپ کنترل جهت

در شکل ۵، روند تغییرات مشخصه‌های عملکردی مرتبط با نشت در سوپاپ کنترل جهت چهار دهانه‌ی سه وضعیت تناسبی، بر حسب موقعیت اسپول، تحت تأثیر فشار روغن در مجرای خروجی پمپ، نشان داده شده است (نتایج تجربی و نتایج حاصل از حل مدل ریاضی). برای این منظور، از روغن هیدرولیک HL46 و سوپاپ کنترل جهت چهار دهانه‌ی سه

در شکل ۵ب، روند تغییرات اختلاف فشار روغن در مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت چهار دهانه‌ی سه وضعیته (فشار ناشی از بار) بر حسب جابجایی جزء متحرک سوپاپ، تحت تأثیر فشارهای متفاوت (فشارهای ورودی ۵۰bar، ۱۰۰bar و ۲۰۰bar)، نمایش داده شده است. مطابق شکل ۵ب، اختلاف فشار روغن در مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت تناسبی، به طور معنی‌داری تحت تأثیر فشار روغن در مجرای ورودی سوپاپ (فشار روغن در مجرای خروجی پمپ) قرار می‌گیرد. در شرایطی که جزء متحرک سوپاپ در وضعیت خلاص قرار دارد، اختلاف فشار روغن در مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت حاصل از حل مدل ریاضی، در فشارهای ورودی متفاوت، کمینه پیش‌بینی می‌شود. این در حالی است که، با جابجایی جزء متحرک سوپاپ، اختلاف فشار روغن میان مجاری عملگر سوپاپ تحت تأثیر فشارهای ورودی مختلف، در مرحله‌ی اول، افزایش و سپس، برابر با مقدار ثابت و متفاوتی خواهد بود. لازم به ذکر است که با افزایش فشار روغن در مجرای ورودی سوپاپ کنترل جهت، شیب اختلاف فشار روغن میان مجاری عملگر سوپاپ، در جابجایی‌های اندک اسپول، به طور معنی‌داری کاهش می‌یابد. به بیانی دیگر، با افزایش فشار روغن در مجرای ورودی سوپاپ کنترل جهت، اختلاف فشار روغن در مجاری عملگر، در جابجایی بیشتر اسپول، به مقدار ثابت و معینی نزدیک می‌شود. مطابق شکل ۵ب، در فشارهای ورودی ۵۰bar، ۱۰۰bar و ۲۰۰bar، نمودار اختلاف فشار روغن در مجاری عملگر سوپاپ کنترل جهت تناسبی، به ترتیب، در فواصل  $16\mu\text{m}$ ،  $24\mu\text{m}$  و  $36\mu\text{m}$ ، اسپول از موقعیت خلاص، به مقدار نهایی نزدیک می‌شوند. در واقع با افزایش فشار روغن ورودی به سوپاپ کنترل جهت، حجم روغن نشستی از میان لقی و روزنه‌های ایجاد شده در سوپاپ، افزایش می‌یابد. از این رو، با افزایش فشار روغن در مجرای ورودی سوپاپ، اشباع در نمودار اختلاف فشار روغن در مجاری عملگر، در جابجایی بیشتر اسپول به وجود می‌آید. بدین ترتیب، کمیت حساسیت فشار سوپاپ کنترل جهت در فشارهای ورودی ۵۰bar، ۱۰۰bar و ۲۰۰bar، بر حسب  $\text{bar}/\mu\text{m}$ ، به ترتیب برابر با  $3/12$ ،  $4/16$  و  $5/55$  تعیین می‌شوند. بدین ترتیب، افزایش فشار روغن در مجرای ورودی، موجب افزایش حساسیت فشار سوپاپ کنترل جهت تناسبی می‌گردد. به عبارت دیگر، با افزایش دو برابری فشار روغن



ب: حساسیت فشار



ج: بهره‌ی جریان

شکل ۵- روند تغییرات مشخصه‌های عملکردی مرتبط با نشت در سوپاپ کنترل جهت تحت تأثیر فشار روغن در مجرای خروجی پمپ

در شکل ۵الف، علاوه بر نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، نتایج مربوط به اندازه‌گیری‌های تجربی دبی روغن نشستی در سوپاپ کنترل جهت، تحت تأثیر فشارهای ورودی مختلف، نیز آمده است. بر این اساس، متوسط دبی روغن نشستی در سوپاپ کنترل جهت تناسبی به کار رفته در ساختار سامانه‌ی انتقال توان نشان داده شده در شکل ۳، تحت تأثیر فشارهای ورودی ۵۰bar، ۱۰۰bar و ۲۰۰bar، به ترتیب،  $3/7$ ،  $4/1$  و  $4/6$  درصد، با نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، اختلاف دارند. افزایش فشار روغن عبوری از روزنه‌های ایجاد شده در سوپاپ کنترل جهت تناسبی، موجب افزایش درجه حرارت روغن و در نتیجه‌ی آن، کاهش لزجت روغن، می‌گردد. از سوی دیگر، کاهش لزجت روغن در جریان، افزایش نشت روغن از لقی موجود میان اجزای ثابت و متحرک سوپاپ را به همراه دارد. از این رو، متوسط دبی روغن نشستی اندازه‌گیری شده در سامانه‌ی نشان داده شده در شکل ۳، متناظر با هر موقعیت جزء متحرک سوپاپ کنترل جهت، بیشتر از متوسط نشت روغن محاسبه شده توسط مدل ریاضی آرایه شده می‌باشد.

۵۰bar، ۱۰۰bar و ۲۰۰bar، به ترتیب و به طور متوسط، ۳/۴، ۳/۹ و ۴/۳ درصد با نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، اختلاف دارند. بدین ترتیب، با افزایش فشار روغن در مجرای ورودی سوپاپ کنترل جهت تناسبی، اختلاف میان نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی دبی روغن عبوری از مجرای عملگر سوپاپ، با نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، به دلیل افزایش حجم روغن نشتی در سوپاپ، افزایش می‌یابد (کمتر از ۵ درصد).

### ۳- نتیجه گیری

نشت روغن در سوپاپ‌های کنترل جهت شامل جزء متحرک اسپولی شکل، به دلیل وجود لقی میان برآمدگی‌های اسپول و پوسته‌ی راهنما، اجتناب‌ناپذیر است. پیش‌بینی کمیت‌های کاربردی مرتبط با نشت روغن در سوپاپ‌های کنترل جهت، با توجه به تأثیر قابل توجه آنها، بر عملکرد سامانه‌های کنترل موقعیت هیدرولیکی، اتلاف انرژی، آلودگی محیط زیست، حرکت خزشی بار خارجی وارد بر عملگر هیدرولیکی، پایداری و پاسخ زمانی سامانه‌های انتقال توان هیدرواستاتیک، اهمیت دارد. برای این منظور، در این مقاله، مدلی ریاضی برای تعیین نشت روغن در سوپاپ‌های کنترل جهت تناسبی ارائه گردید. همچنین، به منظور ارزیابی دقت مدل ریاضی ارائه شده در شرایط کاری مختلف، طراحی و ساخت سامانه‌ای برای اندازه‌گیری کمیت‌های مرتبط با نشت روغن در سوپاپ کنترل جهت ۴ دهانه‌ی ۳ وضعیته، شامل جزء متحرک اسپولی انجام گرفت. سپس، تأثیر فشار روغن در مجرای خروجی پمپ و نوع روغن به کار رفته در سامانه‌ی انتقال توان بر کمیت‌های مرتبط با نشت روغن بررسی گردید. در زیر به برخی نتایج حاصل از این پژوهش اشاره می‌شود:

- در شرایط کاری مختلف، انطباق قابل قبولی میان نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، با نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی کمیت‌های مرتبط با نشت روغن در سوپاپ کنترل جهت، وجود دارد.

- بیشینه نشت روغن HL32 نسبت به روغن HL46، در سوپاپ کنترل جهت تناسبی مفروض، در حدود ۳۳/۱ درصد بیشتر است. از سوی دیگر، بیشینه نشت روغن HL68 در سوپاپ کنترل جهت، ۲۴/۴ درصد کمتر از روغن HL46، تعیین گردید. به همین ترتیب، روغن HL68، ۴۳/۲ درصد، کمتر از روغن HL32 در سوپاپ کنترل جهت با ساختار اسپولی، نشت

خروجی پمپ، حساسیت فشار سوپاپ کنترل جهت تناسبی، به اندازه‌ی ۳۳/۳ درصد، افزایش می‌یابد.

در شکل ۵ب، نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی اختلاف فشار در مجرای عملگر سوپاپ کنترل جهت تناسبی، تحت تأثیر فشارهای ورودی مختلف روغن نیز آمده است. مطابق شکل ۵ب، با افزایش فشار روغن خروجی از پمپ و ورودی به سوپاپ کنترل جهت تناسبی، اختلاف میان نتایج حاصل از اندازه‌گیری‌های تجربی با نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، به دلیل افزایش حجم روغن نشتی در سوپاپ، افزایش می‌یابد. بررسی‌های بیشتر نشان می‌دهد که، نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی اختلاف فشار در مجرای عملگر سوپاپ کنترل جهت، تحت تأثیر فشارهای ورودی ۵۰bar، ۱۰۰bar و ۲۰۰bar، به ترتیب و به طور متوسط، ۳/۵، ۳/۷ و ۴/۲ درصد کمتر از نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، می‌باشند.

در شکل ۵ج، نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی و نتایج حاصل از حل مدل ریاضی دبی روغن عبوری از مجرای عملگر سوپاپ کنترل جهت چهار دهانه‌ی سه وضعیته‌ی تناسبی بر حسب جابجایی اسپول (در شرایط ارتباط مجاری عملگر سوپاپ)، تحت تأثیر فشارهای ورودی مختلف نشان داده شده است. مطابق شکل ۵ج، روند تغییرات دبی روغن عبوری از مجرای سوپاپ کنترل جهت بر حسب جابجایی اسپول (بهره‌ی جریان سوپاپ)، به طور معنی‌داری تحت تأثیر فشار روغن در مجرای خروجی پمپ یا به عبارت دیگر، فشار روغن در مجرای ورودی سوپاپ، قرار می‌گیرد. از سوی دیگر، دبی روغن عبوری از مجرای عملگر سوپاپ کنترل جهت، تحت تأثیر هر فشار ورودی، متناسب با جابجایی اسپول، به طور خطی و با شیب متفاوتی تغییر می‌کند. به بیانی دیگر، با افزایش فشار روغن در مجرای خروجی پمپ، بهره‌ی جریان سوپاپ کنترل جهت، افزایش می‌یابد. مطابق شکل ۵ج، بهره‌ی جریان سوپاپ کنترل جهت تناسبی چهار دهانه‌ی سه وضعیته‌ی تناسبی، تحت تأثیر فشارهای ورودی ۵۰، ۱۰۰ و ۲۰۰bar، بر حسب  $\mu\text{m/lpm}$ ، به ترتیب برابر با  $۰/۹۵ \times ۱۰^۵$ ،  $۱/۳۴ \times ۱۰^۵$  و  $۱/۹ \times ۱۰^۵$ ، تعیین می‌گردد. از این رو، با افزایش دو برابری فشار روغن در مجرای خروجی پمپ هیدرولیکی، بهره‌ی جریان سوپاپ کنترل جهت مفروض، به طور متوسط، ۴۱/۳ درصد افزایش می‌یابد. در ضمن، نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی دبی روغن عبوری از مجرای سوپاپ کنترل جهت، تحت تأثیر فشارهای ورودی

m شعاع داخلی بدنه‌ی سوپاپ،  
 m شعاع برآمدگی اسپول،  
 m لقی میان اسپول و بدنه‌ی سوپاپ،  
 m عرض روزنه،  
 m جابجایی اسپول،  
 Pas لزجت،  
 kg/m<sup>3</sup> جرم مخصوص،  
 m<sup>2</sup> مساحت روزنه‌ی نام،

R می‌یابد. به بیانی ساده‌تر، اختلاف دبی نشتی در سوپاپ کنترل جهت، در صورت استفاده از روغن‌های HL32 و HL46، نسبت به روغن HL68، بر حسب lpm، به ترتیب، برابر با ۰/۴۰۵ و ۰/۲۳۳ تعیین می‌گردد. در صورت استفاده از روغن‌های HL32 و HL68 نسبت به روغن HL46 در سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک، حساسیت فشار سوپاپ کنترل جهت چهار دهانه‌ی سه وضعیته‌ی تناسبی مفروض، به ترتیب، ۱۴/۲ درصد کاهش و ۱۹/۹ درصد افزایش، یافت. این در حالی است که، دبی روغن عبوری از مجاری سوپاپ کنترل جهت (بهره‌ی جریان سوپاپ) تحت تأثیر نوع روغن به کار رفته در سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک قرار نمی‌گیرد.

### مراجع

- [1] Li S, Du J, Shi Z, Xu K, Shi W (2022) Characteristics analysis of the pilot-operated proportional directional valve by experimental and numerical investigation. *Energies* 15(24): 9418.
- [۲] نیک اندیش پ (۱۴۰۲) ارزیابی متغیرهای موثر بر عملکرد سوپاپ فرمان هیدرولیکی شامل روزنه‌ی با سطوح ثابت و متحرک موازی. مکانیک سازه‌ها و شاره‌ها. ۱۳(۱): ۶۹-۵۷.
- [3] Tang W, Xu G, Zhang S, Jin S, Wang R (2021) Digital twin-driven mating performance analysis for precision spool valve. *Machines* 9(8): 157.
- [4] Guo F, Xiang C, Chen Q, Zheng M, Yu W, Wang Y (2023) Method of predicting valve seal leakage considering deflection of the spool. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: J. Mech. Eng. Sci.* 237(24):5911-5922
- [5] Afatsun A, Tuna R (2019) A mathematical model for simulation of flow rate and chamber pressures in spool valves. *J. Dyn. Syst., Meas., Control* 141(2): 021004.
- [6] Ledvon M, Hruzik L, Burecek A, Dyr F, Polasek T (2023) Leakage characteristics of proportional directional control valve. *Processes* 11(2): 512.
- [7] Tamburrano P, Sciatti F, Plummer A.R, Distaso E, Palma P, Amirante R (2021) A review of novel architectures of servo valves driven by piezoelectric actuators. *Energies* 14(16): 4858.
- [8] Rituraj R, Scheidl R (2021) Stability Analysis of Spools with Imperfect Sealing Gap Geometries. *Int. J. Fluid Power* 21(3): 383-404.
- [9] Mao X, Wu C, Ding H, Li B, Liu Y (2020) Effect analysis of leakage in the middle position and improvement of an o-type 3-position-4-way directional valve with the spool structure. *IOP Conference Series: Earth and Environ. Sci.* 508:012160.
- [10] Song F, Peng L, Chen J, Wang B (2021) Internal leakage prediction of hydraulic spool valves based

- با افزایش فشار روغن در مجرای خروجی پمپ از ۵۰ bar به ۱۰۰ bar، و همچنین، از ۱۰۰ bar به ۲۰۰ bar، بیشینه دبی روغن نشتی از سوپاپ کنترل جهت تناسبی، به ترتیب، ۸۸/۶ و ۷۷/۸ درصد، افزایش پیدا کرد. در ضمن، افزایش دو برابری فشار روغن در مجرای خروجی پمپ، موجب افزایش ۳۳/۳ درصدی، حساسیت فشار و ۴۱/۳ درصدی بهره‌ی جریان سوپاپ کنترل جهت تناسبی، گردید.

### ۴- علائم

$C_d$  ضریب تخلیه، بدون واحد  
 $k_a$  ضریب فیزیکی بخش اول روزنه‌ی ترکیبی، m<sup>4</sup>/pas  
 $k_b$  ضریب فیزیکی بخش دوم روزنه‌ی ترکیبی، m<sup>4</sup>/pas  
 $Q_A$  دبی روغن عبوری از مجرای A، m<sup>3</sup>/min  
 $Q_B$  دبی روغن عبوری از مجرای B، m<sup>3</sup>/min  
 $Q_{pi}$  دبی روغن عبوری از روزنه‌ی نام مجرای ورودی، m<sup>3</sup>/min  
 $Q_{ri}$  دبی روغن عبوری از روزنه‌ی نام مجرای خروجی، m<sup>3</sup>/min  
 $Q_L$  دبی روغن ناشی از بار، m<sup>3</sup>/min  
 $Q_{Leak}$  دبی روغن نشتی در سوپاپ، m<sup>3</sup>/min  
 $P_A$  فشار روغن در مجرای A، Pa  
 $P_B$  فشار روغن در مجرای B، Pa  
 $P_p$  فشار روغن در مجرای ورودی سوپاپ، Pa  
 $P_L$  فشار ناشی از بار، Pa  
 $P_r$  فشار روغن در مجرای خروجی سوپاپ، Pa

- [16] Mondal M.K, Manna N.K, Saha R (2014) Study of leakage flow through a spool valve under blocked actuator port condition simulation and experiment. *J. Mech. Eng. Sci.* 22(1): 1405–1417.
- [17] Bergada J.M, Kumar S, Davies D.L, Watton J (2012) A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples. *Appl. Math. Model.* 36(4): 1731-1751.
- [18] Ervin S, Franc M (2017) Comparison of leakage level in water and oil hydraulics. *Adv. Mech. Eng.* 9(11): 1–12.
- [19] Tamburrano P, Plummer A.R, Elliott P, Palma P, Distaso E, Amirante R (2019) Internal leakage in the main stage of servo valves. *AIP Conf. Proc.*, 2191 (1): 020146.
- [20] Chen J, Li F, Yang Y (2022) An accurate mathematical model and experimental research of pressure distribution in the spool valve clearance film. *Math. Prob. Eng.* 2022(1): 1-18.
- on acoustic emission technology. *J. Phys., Conference Series* 2113: 012016.
- [11] Jose T, Das J, Mishra S, Wrat G (2021) Early detection and classification of internal leakage in boom actuator of mobile hydraulic machines using SVM. *Eng. Appl. Artif. Intell.* 106(3): 104492.
- [12] Qiu Z, Min R, Wang D, Fan S (2022) Energy features fusion-based hydraulic cylinder seal wear and internal leakage fault diagnosis method. *Measurement* 195(1): 111042.
- [13] Li Y, Li R, Yang J, Yu X, Xu J (2023) Review of recent advances in the drive method of hydraulic control valve. *Processes* 11(9):2537.
- [14] Jean-Charles M, Batoul A (2008) Enhanced model of four-way valve characteristics and its validation at low temperature. *Int. J. Fluid Power* 9(3): 35-43.
- [15] Gordic D, Babic M, Milovanovic D, Savic S (2011) Spool valve leakage behavior. *Arch. Civ. Mech. Eng.* 11(4): 859-866.