



Numerical Analysis and Simulation of the Transient Performance of a High-Response Proportional Directional Control Valve in Hydraulic Power Transmission Systems

Seyed Alireza Hoseininezhad¹ | Pezhman Nikandish^{2*}

1. Department of Mechanical Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Jundi-Shapur University of Technology, Dezful, Iran. E-mail: hoseininezhadseyedalireza@gmail.com
2. Corresponding Author, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Jundi-Shapur University of Technology, Dezful, Iran. E-mail: nikandish@jsu.ac.ir

Article Info

Article type: Research Article

Article history:

Received: Oct. 17, 2025

Revised: Dec. 13, 2025

Accepted: Dec. 24, 2025

Published: Spring, 2026

Keywords:

**Proportional Valve,
Transient Flow,
Hydraulic Power Transmission,
Computational Fluid Dynamics**

High-response proportional directional control valves play a crucial role in improving the efficiency of hydrostatic power transmission systems in agricultural machinery. However, the rapid switching of these valves can generate undesirable transient phenomena in hydrostatic power transmission systems, thereby compromising overall system stability and energy efficiency. In this study, a comprehensive numerical analysis was performed to investigate the influence of spool displacement speed (2 and 20ms) and the curvature radius of spool lands (0, 2, 4 and 6 μ m) on the performance characteristics of a high-response proportional directional control valve under both steady-state and transient operating conditions. A three-dimensional computational fluid dynamics model was developed using a moving-mesh approach coupled with the k ϵ turbulence model to capture the transient flow behavior accurately. To validate the numerical results, a hydraulic power transmission test bench was designed and fabricated to experimentally measure the valve's performance parameters. The comparison revealed that deviations between the numerical and experimental results were less than 5% under steady conditions and less than 6% under transient conditions. Furthermore, reducing the valve switching time from 20 to 2ms resulted in a 19.8% decrease in the average flow rate and a 29.8% increase in the required actuation force. Moreover, introducing a 2 μ m curvature radius at the spool edges improved the steady-state flow rate by 7.3% and reduced the actuation force by 9.2%. Under transient conditions, this geometric modification further enhanced the flow rate by 15.3% and reduced the required actuation force by 13.4%.

Cite this article: Hoseininezhad, S. A., Nikandish, P., (2026) Numerical Analysis and Simulation of the Transient Performance of a High-Response Proportional Directional Control Valve in Hydraulic Power Transmission Systems, *Iranian Journal of Biosystem Engineering*, 57 (1),63-86. <https://doi.org/10.22059/ijbse.2025.404503.665624>

© The Author(s).

Publisher: University of Tehran Press.



DOI: <https://doi.org/10.22059/ijbse.2025.404503.665624>



EXTENDED ABSTRACT

Introduction

The enhancement of performance and response speed in modern agricultural machinery relies heavily on the implementation of fast-acting proportional directional control valves in hydrostatic power transmission systems. However, the rapid switching of these valves induces detrimental transient phenomena, such as water hammer and cavitation, which compromise system efficiency, stability, and longevity. While prior research has extensively analyzed the steady-state performance of such valves, a significant research gap persists in the comprehensive understanding of their transient behavior under real-world operating conditions. This study addresses this critical necessity by investigating the performance of a novel spool design featuring curved lands, aiming to mitigate adverse transient effects. The primary objective is to compare this innovative design against a conventional spool under both steady-state and two distinct transient operating speeds. Through a combined numerical and experimental approach, key performance indicators, including flow capacity and required actuation force, are meticulously evaluated. The findings of this research are expected to provide crucial insights for optimizing valve design, ultimately leading to enhanced stability, reduced energy losses, and improved reliability of hydrostatic systems in agricultural applications.

Method

This study employs a combined numerical and experimental approach to investigate the valve's performance. The numerical analysis is based on solving the three-dimensional, incompressible Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) equations using the standard $k-\epsilon$ turbulence model and standard wall functions to accurately capture the complex turbulent flow and near-wall behavior. A detailed 3D model of the valve was created in ANSYS Fluent, incorporating a dynamic mesh to simulate the spool's movement during transient operation. The computational domain was discretized using polyhedral cells with significant refinement in the orifice regions and prism layers near the walls to ensure a y^+ value between 30 and 300. The pressure-based solver utilized the PISO algorithm for enhanced stability, with a second-order upwind scheme for momentum. A time step of 10^{-5} s was employed for the transient simulations, and convergence was monitored through residual values and spool axial force stability. A comprehensive mesh independence study confirmed that a mesh of 9.8 million cells yielded grid-independent results. To validate the numerical findings, an experimental hydrostatic power transmission test rig was designed and constructed. The system incorporated a fast-acting proportional directional control valve, with high-precision sensors to measure the inlet/outlet pressures, flow rate, and the axial force exerted on the spool. Data was acquired via a dedicated data acquisition card for real-time analysis and comparison with the simulation results. The study systematically compared a conventional spool with a novel design featuring a $2\mu\text{m}$ edge curvature. Analyses were conducted under both steady-state and transient conditions, with the spool actuated at two distinct speeds (2ms and 20ms). Furthermore, the effect of varying the curvature radius (2, 4, and $6\mu\text{m}$) on key performance metrics—flow capacity and required actuation force—was thoroughly evaluated.

Result

This study presents a comprehensive numerical and experimental analysis of the dynamic behavior of a proportional directional control valve featuring a spool-type moving element. The investigation focused on two critical performance parameters—oil flow rate and the axial force required for valve actuation—under a constant pressure drop of 30 bar. The valve's performance was evaluated in both steady-state and transient conditions, with switching times of 2 ms (fast) and 20 ms (slow) to simulate rapid and gradual operations. Furthermore, the research explored the impact of geometric optimization by introducing a radius of curvature to the spool's edges. The results revealed a significant discrepancy between the valve's steady-state and transient performance. For the baseline spool with sharp-edged geometries, the transient flow rate was consistently lower than its steady-state counterpart, with average reductions of 19.77% and 9.92% for the 2 and 20ms switching times, respectively. This phenomenon is attributed to transient flow effects, including flow instability, sudden pressure drops, increased risk of cavitation, fluid inertia, and water hammer. Conversely, the required axial force during transient states was substantially higher than in steady-state, increasing by 29.8% and 20.7% for the respective switching times. This force escalation is primarily caused by inertial forces from the accelerating fluid, pressure waves, and the formation of vortices due to the rapid spool movement. The numerical model demonstrated strong validation against experimental data. In steady-state conditions, the average discrepancy between simulated and measured values for both flow rate and force was less than 5%. This difference slightly increased in transient conditions (to approximately 5-6%), which is expected given the inherent complexity of accurately modeling transient phenomena such as internal leakage and instantaneous fluctuations in the discharge coefficient. To mitigate these adverse transient effects, the study investigated optimizing the spool geometry by introducing a radius of curvature to its edges. This modification proved highly effective. The rounded edges reduced local flow resistance and suppressed vortex formation, leading to an increased discharge coefficient and a higher flow rate (up to 23% in steady-state). Crucially, this geometric change also significantly reduced the performance gap between steady and transient states. For instance, the 19.77% flow rate deficit for the sharp-edged spool at 2ms was reduced to 15.4% with a $2\mu\text{m}$ radius. Furthermore, the rounded edges substantially lowered the required actuation force and reduced the difference between steady-state and transient force requirements by up to 71%, resulting in more balanced pressure distribution on the spool. While a radius of $4\mu\text{m}$ was identified as a point of diminishing returns for further improvements, the findings conclusively demonstrate that optimizing the spool

geometry is a viable and effective strategy for designing hydraulic valves with superior dynamic performance, reduced energy consumption, and higher operational stability. These results align with previous research and offer valuable insights for the design of advanced fluid power systems.

Conclusions

The findings demonstrate a significant performance gap between the valve's steady-state and transient conditions. This study concludes that geometric optimization of the spool, specifically by introducing a radius of curvature to its edges, is an effective strategy to mitigate this discrepancy. This modification minimizes the performance gap by enhancing the flow rate and reducing the required actuation force. Consequently, it also increases the accuracy of numerical modeling. These results provide practical and reliable guidelines for designing hydraulic valves with superior dynamic performance and optimal energy efficiency.

Author Contributions

All authors contributed equally to the conceptualization of the article and writing of the original and subsequent drafts.

Data Availability Statement

Data available on request from the authors.

Ethical considerations

The study was approved by the Ethics Committee of the University of ABCD (Ethical code: IR.UT.RES.2024.500). The authors avoided data fabrication, falsification, plagiarism, and misconduct.

Conflict of interest

The authors declare no conflict of interest.

تحلیل عددی و شبیه‌سازی عملکرد گذرای شیر کنترل مسیبر تناسبی با پاسخ سریع در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی

سید علی‌رضا حسینی‌نژاد^۱ | پژمان نیک‌اندیش^۲

۱. گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی‌شاپور دزفول، دزفول، ایران.

رایانامه: hoseininezhadseyedalireza@gmail.com

۲. نویسنده مسئول، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی‌شاپور دزفول، دزفول، ایران.

رایانامه: nikandish@jso.ac.ir

چکیده

اطلاعات مقاله

شیرهای کنترل مسیبر تناسبی با پاسخ سریع، نقش موثری در بهبود کارایی سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی، در ماشین‌های کشاورزی، دارند. با این حال، تغییر وضعیت سریع این شیرها، موجب بروز پدیده‌های گذرای نامطلوبی، در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی می‌شود که پایداری و بازدهی انرژی در آن‌ها را تحت تأثیر قرار می‌دهد. در این پژوهش، با رویکرد عددی، تأثیر زمان تغییر وضعیت (۲ و ۲۰ ms) شعاع انحنای برآمدگی‌های جزء متحرک اسپولی شکل (۰، ۲، ۴ و ۶ μm)، بر مشخصه‌های عملکردی شیر کنترل مسیبر تناسبی با پاسخ سریع، در حالت‌های پایا و گذرا، بررسی گردید. بدین منظور، یک مدل سه‌بعدی دینامیک سیالات محاسباتی، با بهره‌گیری از شبکه متحرک و مدل آشفتگی k-ε استاندارد، توسعه داده شد. برای اعتبارسنجی مدل عددی، طراحی و ساخت یک سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، به منظور اندازه‌گیری مشخصه‌های عملکردی شیر کنترل مسیبر، انجام گرفت. مقایسه‌ی نتایج عددی و تجربی نشان داد که، اختلاف میان آن‌ها در حالت پایا، کمتر از ۵ درصد و در حالت گذرا، کمتر از ۶ درصد است. همچنین، با کاهش زمان تغییر وضعیت شیر، از ۲۰ به ۲ ms، میانگین دبی روغن عبوری، ۱۹/۸ درصد کاهش و نیروی موردنیاز برای تغییر وضعیت، ۲۹/۸ درصد، افزایش یافت. علاوه بر این، ایجاد شعاع انحنای ۲ μm، در برآمدگی‌های جزء متحرک اسپولی شکل، موجب افزایش ۷/۳ درصدی دبی روغن عبوری و کاهش ۹/۲ درصدی نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیر تناسبی، در حالت پایا، شد. در حالت گذرا نیز، این اصلاح هندسی، باعث افزایش ۱۵/۳ درصدی دبی و کاهش ۱۳/۴ درصدی نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیر تناسبی، گردید.

نوع مقاله: مقاله پژوهشی

تاریخ دریافت: ۱۴۰۴/۷/۲۵

تاریخ بازنگری: ۱۴۰۴/۹/۲۲

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۱۰/۳

تاریخ انتشار: بهار ۱۴۰۵

واژه‌های کلیدی:

شیر تناسبی، جریان گذرا، انتقال توان هیدرولیکی، دینامیک سیالات محاسباتی

استناد: حسینی‌نژاد، سید علی‌رضا، نیک‌اندیش، پژمان (۱۴۰۵) تحلیل عددی و شبیه‌سازی عملکرد گذرای شیر کنترل مسیبر تناسبی با پاسخ سریع در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی، مجله مهندسی بیوسیستم ایران، ۵۷ (۱)، ۶۳-۸۶.

<https://doi.org/10.22059/ijbse.2025.404503.665624>

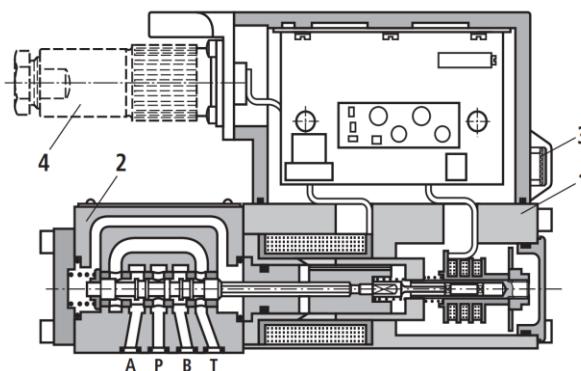
© نویسندگان.

ناشر: مؤسسه انتشارات دانشگاه تهران.

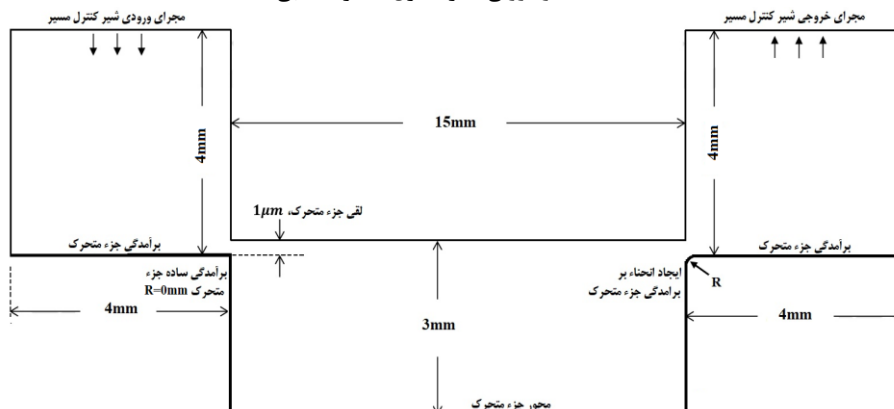
DOI: <https://doi.org/10.22059/ijbse.2025.404503.665624>

مقدمه

در سال‌های اخیر، به‌منظور ارتقای عملکرد و افزایش سرعت پاسخ‌دهی ابزار در ماشین‌های کشاورزی، در شرایط کاری مختلف، کنترل حرکت عملگرهای هیدرولیکی، به‌طور فزاینده‌ای، توسط شیرهای کنترل مسیر تناسبی با پاسخ سریع، محقق می‌شود (Yao et al., 2025). این شیرها، علاوه بر تغییر مسیر جریان روغن در سامانه‌های انتقال توان هیدرواستاتیک ماشین‌های کشاورزی، امکان تنظیم دقیق دبی روغن ارسالی به عملگرهای هیدرولیکی را متناسب با بزرگی فرمان الکتریکی اعمال‌شده به سولنوئید تناسبی، فراهم می‌آورند (Wu et al., 2025). فرمان الکتریکی، توسط واحد کنترل الکترونیکی، و بر اساس، ورودی‌های کاربر و کمیت‌های عملکردی سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک تولید می‌گردد (Lisowski et al., 2024). ساختار درونی یک نمونه شیر کنترل مسیر مرکز باز تناسبی، با پاسخ سریع، در شکل ۱ نشان داده شده است.



الف. ساختار درونی شیر کنترل مسیر تناسبی



ب: جزء متحرک شیر کنترل مسیر تناسبی با برآمدگی ساده و برآمدگی با شعاع انحنای R

شکل ۱. شیر کنترل مسیر تناسبی با پاسخ سریع

مطابق شکل ۱، هسته‌ی اصلی شیرهای کنترل مسیر تناسبی، یک جزء متحرک اسپولی شکل (اسپول) است که جابجایی آن در حفره‌ی بدنه، ارتباط مجاری ورودی (پمپ)، خروجی (عملگر) و مخزن، را تغییر می‌دهد (Wang et al., 2025). جابجایی اسپول توسط سولنوئیدهای تناسبی، موجب ایجاد روزه‌های کنترل جریان، در بالادست و پایین‌دست عملگر هیدرولیکی، می‌گردد (Lisowski et al., 2023). دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر، به‌عنوان یکی از مشخصه‌های عملکردی، تحت تأثیر مقطع موثر روزه‌های کنترل جریان، موقعیت اسپول، اختلاف فشار روغن در مجاری، جرم مخصوص و لزجت روغن، هندسه‌ی شیر، و نوع رژیم جریان، قرار می‌گیرد (Wang et al., 2024). نیروی لازم برای جابجایی جزء متحرک اسپولی شکل، مشخصه‌ی عملکردی دیگر، شیرهای کنترل مسیر تناسبی، به حساب می‌آید که، باید توسط سولنوئید، و در پاسخ به فرمان واحد کنترل الکترونیکی، ایجاد گردد (Mao et al., 2024). این نیرو، می‌باید، به‌منظور، تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر تناسبی، بر نیروهای مقاوم، به‌ویژه نیروهای ناشی از جریان روغن وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل، غلبه کند (Lisowski et al., 2024). از این رو، برای طراحی و انتخاب صحیح شیرهای کنترل مسیر تناسبی، و همچنین، کاهش اثرات حاصل از تغییر وضعیت سریع آن‌ها در یک سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک، مطالعه و بررسی عملکرد این نمونه از شیرها، در حالت‌های پایا و گذرا، ضرورت می‌یابد. این ضرورت از آنجا ناشی می‌شود که، کمیت‌های مرتبط با پایداری، پاسخ زمانی و پاسخ بسامدی،

سامانه‌های انتقال توان هیدرواستاتیک، به‌طور معنی‌داری، تحت تأثیر عملکرد شیرهای کنترل مسير تناسبی، در حالت گذرا، قرار دارند (Kosek & Sliwinski, 2025). از سوی دیگر، افزایش سرعت تغییر وضعیت شیرهای کنترل مسير تناسبی با پاسخ سریع (سرعت جابجایی جزء متحرک اسپولی شکل)، احتمال وقوع برخی پدیده‌های مخرب، در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی، مانند، ضربه‌ی قوچ و کاویتاسیون، را به‌طور قابل توجهی، افزایش می‌دهد (Zhang et al., 2024). این پدیده‌ها، علاوه بر، افت فشار غیر مجاز، نوسان‌های شدید جریان روغن، و آسیب‌های مکانیکی، ظرفیت انتقال روغن و کارایی کل سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک را کاهش می‌دهند (Wu et al., 2025). از این رو، اصلاح و بهینه‌سازی ساختار درونی شیرهای کنترل مسير با پاسخ سریع، به منظور، کاهش مصرف انرژی و تلفات توان، کاهش نیروی لازم برای جابجایی اسپول و بهبود پاسخ‌دهی، تضعیف اثرات مخرب ناشی از ضربه‌ی قوچ و کاویتاسیون، کاهش افت فشار روغن در مسیرهای جریان، افزایش ظرفیت انتقال روغن، و در نهایت، بهبود کمیت‌های مرتبط با پاسخ زمانی و بسامدی سامانه‌های انتقال توان هیدرواستاتیک، ضرورت می‌یابد (Liu et al., 2023).

در سال‌های اخیر، بهینه‌سازی عملکرد شیرهای کنترل مسير، با هدف تنظیم جریان روغن، در کمینه افت فشار و نیروی لازم برای تغییر وضعیت، کانون توجه پژوهش‌های متعددی بوده است. بر این اساس، مطالعات گسترده‌ای، با استفاده از روش‌های عددی و تجربی، به تحلیل مشخصه‌های عملکردی شیرهای کنترل مسير، انجام گرفته است. برای نمونه، Gomez et al., 2019، طراحی و شبیه‌سازی یک شیر کنترل مسير، شامل جزء متحرک پاپتی شکل را در حالت گذرا و در شرایط کاری مختلف، انجام دادند. Zhang et al., 2019، عملکرد دینامیکی و دقت جای‌گیری جزء متحرک یک شیر کنترل مسير تناسبی، با واحد فرمان مستقل، را مطالعه کردند. Fei et al., 2021، نیز تأثیر دما و لزجت روغن، بر نیروی محوری لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسير، شامل جزء متحرک اسپولی شکل، را بررسی نمودند. Chen et al., 2022، اثر دما و هندسه‌ی شیارهای روی برآمدگی جزء متحرک اسپولی شکل، را بر روند تغییرات فشار روغن، نیروی جانبی و حجم روغن نشستی، در محفظه‌های مختلف شیر کنترل مسير، مطالعه کردند. Tang et al., 2022، اثر کیفیت پرداخت سطح برآمدگی جزء متحرک شیر کنترل مسير، بر حجم روغن نشستی، را بررسی نمودند. آن‌ها نشان دادند که ناهمواری‌های سطحی، روزهایی را در لقی شیر کنترل مسير ایجاد می‌کنند که در نتیجه‌ی آن، حجم روغن نشستی افزایش می‌یابد. Li et al., 2022، اثر هندسه‌ی شیارهای محیطی، روی برآمدگی جزء متحرک اسپولی شکل، بر مشخصه‌های مرتبط با جریان روغن عبوری از یک شیر کنترل مسير تناسبی دو مرحله‌ای، را به روش‌های عددی و تجربی، مطالعه نمودند. در پژوهشی دیگر، Zhang et al., 2022، با شبیه‌سازی عددی، تأثیر واحد فرمان، بر عملکرد یک شیر کنترل مسير را در شرایط کاری متفاوت، بررسی کردند. آن‌ها دریافته‌اند که، جابجایی جزء متحرک واحد فرمان، متناسب با موقعیت جزء متحرک اصلی تغییر می‌کند و هندسه‌ی شیارها، بر هماهنگی اجزای متحرک، تأثیر قابل توجهی دارد. همچنین، Domagala & Fabis, 2023، روش‌های مختلف، برای تعیین نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیرهای هیدرولیکی را با هم مقایسه نمودند. Ledvon et al., 2023، در پژوهشی، به روش‌های عددی و تجربی، روند تغییرات نیروی ناشی از جریان روغن وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل را در ساختار درونی شیر کنترل مسير، در شرایط کاری مختلف، مطالعه کردند. بررسی‌های آن‌ها نشان داد که نیروی محوری وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل، تحت تأثیر دبی و مسیرهای جریان روغن عبوری از شیر کنترل مسير، تغییر می‌کند. در این پژوهش، اختلاف میان نتایج حاصل از اندازه‌گیری‌های نیروی ناشی از جریان روغن با نتایج عددی، برای مسیرهای ترکیبی و مجزا، در حدود ۵/۶ درصد گزارش گردید. Lisowski et al., 2023، طراحی و ساخت یک شیر کنترل مسير کارتریجی سه‌راهه جدید را برای کنترل دبی روغن، در یک سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، انجام دادند. آن‌ها، به روش عددی، و به کمک آزمون‌های تجربی، دریافته‌اند که در شرایط کاهش فشار روغن ورودی (اندکی فراتر از فشار بار)، تلفات انرژی در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، نسبت به شیرهای کنترل مسير دو راهه‌ی متعارف، به‌طور چشم‌گیری کاهش می‌یابد. این پژوهش، با ارائه‌ی مشخصات عملکردی و اعتبارسنجی نمونه‌ی اولیه، کارایی ساختار پیشنهادی را در تثبیت دبی روغن عبوری، با بهره‌وری انرژی بالا، در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، اثبات نمود. Lisowski et al., 2024، با بهینه‌سازی هندسه شیارهای میراکننده، روی برآمدگی اسپول و تنظیم فنرهای جانبی، در ساختار شیر کنترل مسير، امکان تثبیت دبی جریان، در بازه‌ی گسترده‌ای از فشار روغن را بدون نیاز به شیرهای جبران‌ساز اضافی، فراهم آوردند. آن‌ها، اختلاف بین داده‌های تجربی و تحلیل عددی جریان برای شیرهای اسپولی ساده و شیاردار، را به ترتیب، ۶/۳ و ۵/۴ درصد گزارش کردند. Mao et al., 2024، به روش عددی، عدم موازنه‌ی نیروهای ناشی از جریان روغن وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل را در یک شیر کنترل مسير دو راهه، مطالعه کردند. آن‌ها دریافته‌اند که با افزودن یک راهنما و حلقه‌ی نگهدارنده، در ساختار درونی شیر کنترل مسير، جدایش جریان و گردابه‌های آشفته در محفظه‌ی کنترل، به‌عنوان عامل اصلی عدم موازنه‌ی نیروهای ناشی از جریان روغن وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل، به‌طور قابل توجهی کاهش می‌یابد. Zhang et al., 2024، در پژوهشی، تحلیل نیرویی ناشی از جریان روغن وارد

بر جزء متحرک شیر کنترل مسیر ۲ دهانه‌ی ۲ وضعیته را انجام دادند. یافته‌ها نشان داد که با افزایش جابجایی جزء متحرک، در ساختار درونی شیر کنترل مسیر، نیروی ناشی از جریان، که تمایل به انسداد مجرای خروجی دارد، افزایش می‌یابد. (Kosek & Sliwinski, 2025). به منظور بهبود کارایی شیر کنترل مسیر تناسبی، در ساختار یک توربین آبی، اثر شیارهای مختلف روی برآمدگی‌های جزء متحرک اسپولی شکل را برای دستیابی به رابطه‌ی میان موقعیت اسپول و دبی روغن عبوری، به روش‌های عددی و تجربی، مطالعه کردند. آن‌ها، بیشینه اختلاف میان نتایج حاصل از تحلیل عددی با نتایج حاصل از اندازه‌گیری‌های تجربی را در حدود، ۸ درصد گزارش کردند. همچنین، آن‌ها دریافتند که، افزایش دبی روغن ورودی به شیر کنترل مسیر، موجب افزایش نیروی نامتوازن وارد بر جزء متحرک، می‌گردد. در نهایت، Wang et al., 2025، با بهینه‌سازی ساختار یک شیر کنترل مسیر با ظرفیت انتقال بالای روغن، نوسانات دبی روغن عبوری را کاهش دادند. بررسی‌ها داد که شیر بهینه‌شده، پایداری جریان در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی را، به‌ویژه، در جابجایی‌های اندک اسپول، به‌طور چشم‌گیری افزایش می‌دهد.

بر اساس بررسی‌های به‌عمل آمده، مطالعات پیشین، به‌طور گسترده‌ای، بر تحلیل عملکرد شیرهای کنترل مسیر، شامل اجزای متحرک اسپولی و پاپتی شکل، در حالت پایا، متمرکز بوده‌اند. با این حال، شکاف تحقیقاتی مهمی در درک دقیق و جامع عملکرد شیرهای کنترل مسیر، در حالت گذرا، به‌ویژه در شرایط عملکردی واقعی، با کاهش زمان لازم برای تغییر وضعیت و اثرات متقابل پدیده‌های غیرخطی مانند، نیروهای ناشی از جریان روغن، ضربه قوچ، کاویتاسیون، تراکم‌پذیری روغن، وجود دارد. این نقص، مانعی جدی در طراحی بهینه، پیش‌بینی دقیق عملکرد و جلوگیری از خرابی‌های ناگهانی، در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی ماشین‌های کشاورزی، به‌شمار می‌رود. در این پژوهش، عملکرد شیر کنترل مسیر تناسبی، در دو سرعت متفاوت و معمول جزء متحرک اسپولی شکل ساده (شکل ۱)، در دو حالت پایا و گذرا، مطالعه می‌گردد. علاوه بر این، مطابق شکل ۱، در طرحی نو، تاثیر انحنای گوشه‌های برآمدگی جزء متحرک اسپولی شکل، بر مشخصه‌های عملکردی شیر کنترل مسیر، شامل ظرفیت انتقال (دبی روغن عبوری از شیر) و نیروی لازم برای تغییر وضعیت (نیروی محوری وارد بر جزء متحرک شیر)، در حالت پایا، و دو حالت گذرای متفاوت (حرکت جزء متحرک با دو سرعت متفاوت)، بررسی می‌شود. همچنین، به منظور ارزیابی دقت عمل شبیه‌سازی عددی شیر کنترل مسیر در هر دو حالت پایا و گذرا، طراحی و ساخت سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، برای اندازه‌گیری نیروی وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل و ظرفیت انتقال روغن، در دستور کار قرار می‌گیرد.

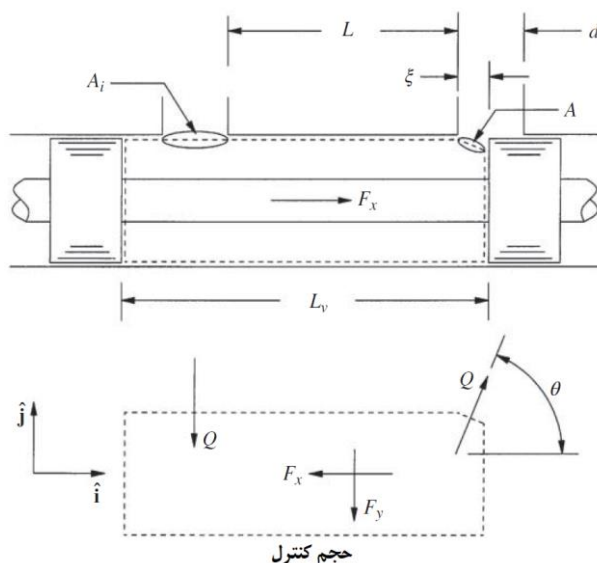
روش‌شناسی پژوهش

روابط حاکم

در شکل ۲، بخشی از ساختار درونی شیر کنترل مسیر تناسبی شامل جزء متحرک اسپولی شکل، به منظور تعریف مشخصه‌های مرتبط با جریان روغن عبوری از آن، نشان داده شده است. مطابق شکل ۲، دبی روغن عبوری روزنه‌ی حاصل از جابجایی جزء متحرک، در شیر کنترل مسیر، بر اساس روابط پیوستگی جریان و بقای انرژی، بر حسب سطح مقطع عبور جریان (A)، جرم مخصوص روغن (ρ)، اختلاف فشار روغن دو سوی روزنه (P)، و ضریب تخلیه‌ی روزنه (C_d)، به‌دست می‌آید (Wang et al., 2025):

$$Q = AC_d \left(\frac{2}{\rho} P \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{رابطه ۱}$$

لازم به ذکر است که، سطح مقطع روزنه یا روزنه‌های موجود در ساختار درونی شیر کنترل مسیر (A)، تحت تأثیر جابجایی جزء متحرک اسپولی شکل (X)، تغییر می‌کند. از سوی دیگر، به منظور انتخاب و طراحی بخش محرک شیر کنترل مسیر، برای تغییر وضعیت آن، تعیین نیروهای وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل، ناشی از جریان روغن، ضرورت دارد. برای این منظور، در شکل ۲، حجم کنترل، منطبق بر مسیر جریان روغن در بخشی از شیر کنترل مسیر تناسبی، تعریف شده است.



شکل ۲. ساختار درونی و تحلیل نیرویی شیر کنترل تناسبی شامل جزء متحرک اسپولی

مطابق شکل ۲، روغن از مجرای با سطح مقطع A_i به حجم کنترل وارد (ورود روغن در امتداد بردار یکه‌ی j)، و از مجرای با سطح مقطع A (خروج روغن با زاویه‌ی θ)، خارج می‌شود. در صورتی که از نشت جزئی و محدود روغن در لقی میان جزء متحرک و بدنه‌ی شیر صرف نظر گردد، بر اساس قانون پیوستگی، دبی روغن ورودی به حجم کنترل (Q)، با دبی روغن خروجی از آن، برابر خواهد بود. رابطه پایستاری اندازه‌ی حرکت روغن برای حجم کنترل تعریف شده در شیر کنترل مسیر، برای تعیین نیروی ناشی از جریان وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل (F)، به شرح زیر بازنویسی می‌گردد (Mao et al., 2024):

$$F = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \hat{u} dV + \int_{CS} \rho \hat{u} (\hat{u} \cdot \hat{n}) dA \quad \text{رابطه ۲}$$

در رابطه فوق، \hat{u} بردار سرعت جریان روغن و \hat{n} ، معرف بردار واحد عمود بر سطح مجاری ورودی و خروجی شیر تعریف می‌شوند.

از سوی دیگر، نیروی وارد بر حجم کنترل ناشی از جریان روغن در محفظه‌ی شیر، از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$F = -F_x \hat{i} - F_y \hat{j} \quad \text{رابطه ۳}$$

انتگرال روی حجم کنترل در رابطه ۲، معرف اثرات اندازه حرکت روغن در حجم کنترل، به صورت زیر بازنویسی می‌گردد:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int \rho \hat{u} dv = \rho L \frac{\partial Q}{\partial t} \hat{i} \quad \text{رابطه ۴}$$

در ضمن، اثرات اندازه‌ی حرکت روغن ورودی به محفظه‌ی کنترل و خروجی از آن، به شرح زیر محاسبه می‌شود:

$$\int_{CS} \rho \hat{u} (\hat{u} \cdot \hat{n}) dA = \rho \frac{Q^2}{A} \cos(\theta) \hat{i} + \left[\rho \frac{Q^2}{A} + \rho \frac{Q^2}{A} \sin(\theta) \right] \hat{j} \quad \text{رابطه ۵}$$

بر این اساس، دو مولفه‌ی افقی (F_x) و عمودی (F_y) نیروی وارد بر حجم کنترل به دست می‌آیند (Ledvon et al., 2023):

$$F_x = -\rho L \frac{\partial Q}{\partial t} - \rho \frac{Q^2}{A} \cos(\theta) \quad \text{رابطه ۶}$$

$$F_y = -\rho \frac{Q^2}{A} - \rho \frac{Q^2}{A} \sin(\theta) \quad \text{رابطه ۷}$$

سامانه‌ی تغییر وضعیت شیر، برای تغییر مسیر جریان، می‌باید بر نیروی محوری وارد بر جزء متحرک آن، غلبه نماید. نیروی محوری

وارد بر جزء متحرک شیر (F_x)، از دو عبارت وابسته به زمان (F_{x_t})، و مستقل از زمان (F_{x_s})، تشکیل یافته است:

$$F_x = -F_{x_t} - F_{x_s} \quad \text{رابطه ۸}$$

$$F_{x_t} = \rho L \frac{\partial Q}{\partial t}$$

$$F_{x_s} = \rho \frac{Q^2}{A} \cos(\theta)$$

از سوی دیگر، به منظور تحلیل عددی جریان روغن عبوری از شیر کنترل مسیر تناسبی، روابط پایستگی جرم و اندازه‌ی حرکت

حاکم، بدون در نظر گرفتن تمامی نیروهای خارجی، از جمله نیروهای گرانشی، و همچنین، با فرض عدم تغییر در جرم مخصوص روغن

و تراکم‌ناپذیری آن، به شرح زیر بازنویسی می‌شود (Lisowski et al., 2024):

$$\nabla \cdot U = 0 \quad \text{رابطه ۹}$$

$$\rho \left(\frac{\partial}{\partial t} (U) + \nabla \cdot (U \times U) \right) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau \quad \text{رابطه ۱۰}$$

کمیت تنش برشی در لایه‌های روغن جاری ($\bar{\tau}$)، در محفظه‌ی شیر کنترل مسیر هیدرولیکی، به شرح زیر تعریف می‌گردد:

$$\bar{\tau} = \mu (\nabla \times U + (\nabla \times U)^T) \quad \text{رابطه ۱۱}$$

روغن در محفظه‌های مختلف شیر کنترل مسیر تناسبی شامل جزء متحرک اسپولی شکل، بر اساس بزرگی عدد رینولدز، به صورت آشفته جریان می‌یابد (Kosek & Sliwinski, 2025). بدین ترتیب، برای مدل‌سازی جریان آشفته‌ی روغن درون محفظه‌های مختلف شیر کنترل مسیر، متوسط‌گیری زمانی معادلات حاکم بر جریان روغن، ضرورت دارد. از این رو، هر کمیت فیزیکی مرتبط با جریان روغن در شیر کنترل مسیر، در هر لحظه، برابر مجموع دو جزء متوسط (\bar{p} و \bar{U}) و نوسانی (\tilde{p} و \tilde{U}) خواهد بود:

$$U = \bar{U} + \tilde{U}, p = \bar{p} + \tilde{p}, \tau = \bar{\tau} + \tilde{\tau} \quad \text{رابطه ۱۲}$$

بر این اساس، معادلات متوسط‌گیری شده ناویر-استوکس (RANS) حاکم بر جریان روغن عبوری از محفظه‌های شیر کنترل مسیر تناسبی شامل جزء متحرک اسپولی شکل به‌دست می‌آیند (Lisowski et al., 2024):

$$\nabla \cdot \bar{U} = 0 \quad \text{رابطه ۱۳}$$

$$\rho \left(\frac{\partial}{\partial t} (\bar{U}) + \nabla \cdot (\bar{U} \times \bar{U}) \right) = -\nabla \bar{p} + \nabla \cdot (\bar{\tau} - \rho (\bar{U} \times \bar{U})) \quad \text{رابطه ۱۴}$$

عبارت $\rho (\bar{U} \times \bar{U})$ ، در رابطه ۱۴، تحت عنوان تنش‌های رینولدز، به شرح زیر محاسبه می‌شود (Lisowski et al., 2023):

$$\rho (\bar{U} \times \bar{U}) = \mu_t (\nabla \times \bar{U} + (\nabla \times \bar{U})^T) - \frac{2}{3} \rho I k \quad \text{رابطه ۱۵}$$

در این رابطه، کمیت‌های μ_t و k ، به ترتیب، لزجت و انرژی آشفته‌گی تعریف می‌گردند. در این پژوهش، برای شبیه‌سازی جریان آشفته‌ی روغن، در شیر کنترل مسیر تناسبی شامل جزء متحرک اسپولی شکل، از مدل آشفته‌گی $k-\epsilon$ استاندارد، بهره گرفته می‌شود. انتخاب این مدل مبتنی بر کارایی محاسباتی بالا و دقت مناسب آن، در پیش‌بینی جریان‌های دارای جدایش و نواحی گردابه‌ای است که از ویژگی‌های اصلی جریان در هندسه‌ی پیچیده‌ی شیرهای کنترل مسیر می‌باشد. موفقیت این مدل در تحقیقات پیشین، زمینه را برای انتخاب آن در مطالعه حاضر فراهم آورده است (Domagala & Fabis, 2023). در تحلیل جریان روغن در شیرهای کنترل مسیر، به‌ویژه در اطراف جزء متحرک آن، اثرات لایه مرزی، نقشی تعیین‌کننده در کمیت‌های کلیدی، نظیر افت فشار و نیروهای هیدرولیکی، ایفا می‌کند. مدل‌سازی مستقیم این ناحیه، نیازمند شبکه‌بندی بسیار فشرده، در نزدیکی دیواره‌هاست که منجر به افزایش چشم‌گیر هزینه محاسباتی می‌گردد (Lisowski et al., 2024). در این پژوهش، برای غلبه بر این چالش و با توجه به استفاده از مدل‌های آشفته‌گی، از رویکرد توابع دیواره، بهره گرفته می‌شود. این توابع با ایجاد یک رابطه تجربی میان شرایط مرزی روی دیواره و اولین سلول محاسباتی مجاور، اثرات لایه مرزی را بدون نیاز به حل کامل آن، شبیه‌سازی می‌کنند. در این پژوهش، از تابع دیواره استاندارد، که بر اساس یک رابطه لگاریتمی، رفتار جریان را در ناحیه کاملاً آشفته‌ی لایه مرزی، مدل‌سازی می‌کند، استفاده می‌شود (Gomez et al., 2019):

$$U^+ = \frac{1}{k} \ln(y^+) + C = \frac{1}{k} \ln(Ey^+) \quad \text{رابطه ۱۶}$$

در این رابطه، کمیت‌های تجربی k ، E و C ، برابر با مقادیر ثابتی می‌باشند. همچنین، U^+ و y^+ ، به ترتیب کمیت‌های بدون بعد سرعت و موقعیت لایه مرزی، تعریف می‌شوند. به همین منظور، شبکه‌بندی در نزدیکی دیواره‌ها به‌گونه‌ای انجام می‌شود که، کمیت بدون بعد y^+ ، برای اولین سلول مجاور دیواره، در محدوده‌ی استاندارد ۳۰ تا ۳۰۰ قرار گیرد (Gomez et al., 2019).

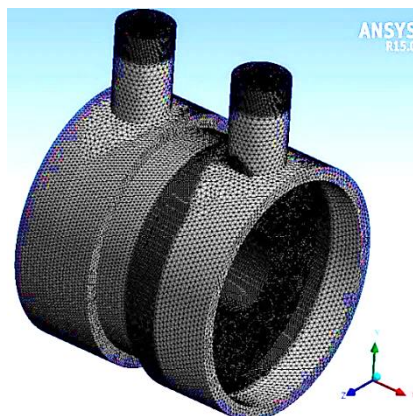
در این پژوهش، با توجه به ماهیت گذرای مسئله و افت فشار شدید در مجاری خروجی شیر کنترل مسیر تناسبی، در اثر جابجایی سریع جزء متحرک اسپولی شکل، پدیده کاویتاسیون، به صورت صریح، مدل‌سازی گردید. برای این منظور، از مدل کاویتاسیون شمر-زائر، که یک مدل چندفازی مبتنی بر معادله انتقال است، استفاده شد. این مدل برای شبیه‌سازی دینامیک سریع تشکیل و فروپاشی حباب‌های بخار در جریان‌های آشفته بسیار مناسب است (Zhang et al., 2023). کمیت‌های ورودی برای این مدل، شامل فشار اشباع بخار روغن هیدرولیکی و کسر حجمی اولیه گازهای غیرقابل چگالش، مطابق با مشخصات فیزیکی روغن ISO VG 46 تنظیم گردید. در نظر گرفتن

این پدیده، دقت شبیه‌سازی در پیش‌بینی کاهش ناگهانی دبی و نوسانات نیروی محوری در حالت گذرا را به شکل چشمگیری افزایش می‌دهد. در ضمن، فرض تراکم‌ناپذیری برای سیال پایه (روغن) اعمال شد، اما تراکم‌پذیری موضعی ناشی از تشکیل فاز بخار به طور کامل از طریق مدل کاویتاسیون لحاظ گردیده است.

تحلیل عددی جریان روغن عبوری از شیر کنترل مسیر تناسبی با پاسخ سریع

در این پژوهش، روابط ارائه شده در بخش روابط حاکم، نقش‌های متفاوتی در فرآیند شبیه‌سازی عددی ایفا می‌کنند. روابط پایستگی جرم و اندازه حرکت (روابط ۹ و ۱۰) به همراه مدل آشفتگی (روابط ۱۳ تا ۱۶)، معادلات اصلی هستند که توسط حل‌گر نرم‌افزار انسیس فلونت آبه صورت عددی حل می‌شوند. روابط محاسبه‌ی نیرو (روابط ۲ تا ۸)، به عنوان چارچوب تحلیلی برای پس‌پردازش نتایج و محاسبه‌ی نیروی محوری خالص وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل شیر کنترل مسیر، از میدان‌های فشار و سرعت خروجی از نرم‌افزار به کار می‌روند. همچنین، رابطه‌ی دبی روزنه (رابطه‌ی ۱) به عنوان یک ابزار تحلیلی برای اعتبارسنجی اولیه‌ی نتایج شبیه‌سازی در حالت پایا مورد استفاده قرار گرفت.

به‌منظور شبیه‌سازی عددی جریان گذرای روغن در شیر کنترل مسیر تناسبی، مدل‌سازی هندسی آن، به صورت سه‌بعدی، ضرورت دارد. مطابق شکل ۱، دامنه محاسباتی در شیر کنترل مسیر، شامل مجاری ورودی و خروجی و فضای متغیر بین جزء متحرک اسپولی شکل، و بدنه، می‌باشد. با استناد به پژوهش‌های Lisowski et al., 2024 و Kosek & Sliwinski, 2025، به منظور کاهش پیچیدگی و حجم محاسبات، برخی از اجزای جانبی شیر کنترل مسیر، مانند درزبندها، حلقه‌های نگهدارنده و اتصالات خطوط انتقال، که تأثیر ناچیزی بر دبی روغن عبوری از آن دارند، از مدل هندسی شیر حذف می‌شوند. از سوی دیگر، با توجه به ماهیت گذرای عملکرد شیر کنترل مسیر و وجود جزء متحرک اسپولی شکل در ساختار درونی آن، از رویکرد شبکه‌بندی متحرک، به منظور بروزرسانی تغییرات در حوزه محاسباتی، در هر گام زمانی، استفاده می‌شود. همچنین، در شبکه‌بندی محدوده‌ی محاسباتی شیر کنترل مسیر، سلول‌های چندوجهی به کار گرفته می‌شود. این سلول‌ها به دلیل تعداد وجوه بیشتر، سازگاری بهتری با هندسه‌های پیچیده و گرادیان‌های شدید دارند و کیفیت کلی شبکه را افزایش می‌دهند. به دلیل اهمیت بالای گرادیان‌های سرعت و فشار در ناحیه‌ی روزنه‌ی حاصل از جابجایی جزء متحرک اسپولی شکل، شبکه، در این بخش، به‌طور ویژه‌ای متراکم‌سازی می‌گردد. از آنجایی که، در تحلیل عددی جریان روغن عبوری از شیر کنترل مسیر تناسبی، از مدل آشفتگی $k-\epsilon$ استاندارد، همراه با تابع دیواره استاندارد، استفاده می‌شود، به منظور دستیابی به دقت بالاتر در نواحی مرزی و مدل‌سازی صحیح تنش‌های برشی نزدیک دیواره، لایه‌های مرزی منشوری، در شبکه‌بندی به کار گرفته شده است. برای این منظور، ۱۵ لایه مرزی منشوری با ضخامت اولیه 0.001 میلی‌متر و نرخ رشد $1/2$ برای مدل‌سازی صحیح لایه مرزی و تابع دیواره y^+ به کار رفته است. به بیانی دیگر، ضخامت اولین سلول به‌گونه‌ای تنظیم می‌گردد که، مقدار عدد بدون بعد y^+ در محدوده‌ی معین (محدوده استاندارد ۳۰ تا ۳۰۰)، قرار گیرد. این امر، قرارگیری اولین گره محاسباتی در منطقه‌ی کاملاً آشفته (لگاریتمی) لایه مرزی را تضمین کرده و اعتبار تابع دیواره استاندارد را برای شبیه‌سازی جریان فراهم می‌کند. این رویکرد با فراهم آوردن تعادل بهینه، بین دقت شبیه‌سازی در مناطق حساس و هزینه محاسباتی، برای تحلیل جریان در هندسه‌ی پیچیده‌ی شیر کنترل مسیر، موجب حفظ کیفیت شبکه در کل دامنه‌ی محاسباتی می‌گردد. شبکه‌بندی نهایی با استفاده از نرم‌افزار انسیس، مطابق شکل ۳، تولید گردید.



شکل ۳. شبکه‌بندی حوزه‌ی محاسباتی شیر کنترل مسیر شامل جزء متحرک اسپولی شکل

در این پژوهش، شبیه‌سازی عددی جریان گذرا در شیر کنترل مسیر تناسبی، با استفاده از حل‌گر مبتنی بر فشار، در نرم‌افزار انسیس فلونت انجام می‌گیرد. به‌منظور جفت‌سازی معادلات فشار و سرعت، از الگوریتم PISO استفاده می‌شود که، پایداری بالایی برای تحلیل مسائل با شبکه متحرک، فراهم می‌کند. گسسته‌سازی مکانی معادلات حاکم با استفاده از طرح PRESTO، برای فشار و طرح مرتبه دوم بالادست، برای رابطه‌اندازه حرکت و متغیرهای آشفتگی، انجام می‌شود. لازم به ذکر است که، طرح PRESTO، به دلیل دقت بالا در محاسبه‌ی گرادین فشار در مجاری، و طرح مرتبه دوم، به منظور کاهش خطا، در تحلیل عددی جریان روغن عبوری از شیر کنترل مسیر، انتخاب می‌گردند. در ضمن، از گام زمانی 10^{-5} ثانیه، برای حفظ پایداری عددی و ثبت مشخصه‌های مرتبط با جریان روغن عبوری از روزنه‌ی حاصل از جابجایی جزء متحرک شیر کنترل مسیر، در حالت گذرا، استفاده می‌شود. در واقع، گام زمانی 10^{-5} ثانیه، کمتر از زمان لازم برای عبور جریان روغن، از روزنه‌ی ناشی از جابجایی جزء متحرک شیر کنترل مسیر، می‌باشد. همچنین، معیار همگرایی برای حل معادلات در هر گام زمانی، رسیدن مجموعه‌ی باقیمانده‌ها به مقادیری کمتر از 10^{-5} و پایش پایداری نیروی محوری وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل، تعیین می‌گردد. بر این اساس، بیشینه تعداد تکرار، در هر گام زمانی، برابر با ۲۰، در نظر گرفته می‌شود. برای شبیه‌سازی حرکت جزء متحرک اسپولی شکل در ساختار درونی شیر کنترل مسیر، از روش شبکه‌بندی پویای لایه‌ای با ضخامت لایه‌ی $0/1$ میلی‌متر، در ناحیه‌ی محاسباتی استفاده می‌گردد. این روش برای حرکات خطی انتقالی ایده‌آل است و با اضافه یا حذف خودکار لایه‌های سلولی مجاور مرز متحرک، کیفیت شبکه را حفظ می‌کند. بر این اساس، هنگامی که جزء متحرک اسپولی شکل به سمت روزنه حرکت می‌کند، لایه‌های سلولی در آن سمت به طور خودکار حذف می‌شوند. هم‌زمان، در سمت مخالف، لایه‌های جدیدی اضافه می‌گردند تا حجم محاسباتی حفظ شود. این فرآیند با معیارهای از پیش تعریف‌شده (مانند ارتفاع و کشیدگی سلول) کنترل می‌شود و از ایجاد سلول‌های با کشیدگی بالا یا معیوب که منجر به ناپایداری عددی می‌شوند، جلوگیری می‌کند. بدین ترتیب، این روش، امکان جابجایی هندسه در محدوده‌ی محاسباتی را بدون افت کیفیت شبکه، فراهم می‌کند. به منظور حفظ پایداری عددی شبیه‌سازی گذرای جریان روغن عبوری از شیر کنترل مسیر، در مراحل آغازین تحلیل، از شرایط اولیه حاصل از نتایج همگرا شده در حالت پایا، استفاده می‌شود. این رویکرد، سبب تسریع فرآیند همگرایی و کاهش نوسانات عددی در مراحل آغازین محاسبه می‌گردد.

در تحلیل عددی جریان روغن عبوری از شیر کنترل مسیر تناسبی، شامل جزء متحرک اسپولی شکل، از روغن با تراکم‌پذیری ناچیز (1920 Mpa)، جرم مخصوص 850 kg/m^3 و لزجت سینماتیکی $38/6 \text{ mm}^2/\text{s}$ ، استفاده می‌شود. در این تحلیل، از نشت داخلی روغن در شیر کنترل مسیر و نیز، انتقال حرارت میان روغن و بدنه‌ی شیر، صرف‌نظر می‌گردد. به منظور، تعریف شرایط مرزی جریان، از فشار روغن در مجرای ورودی، و فشار روغن در مجرای متصل به عملگر هیدرولیکی، به عنوان، شرایط مرزی ورودی و خروجی، استفاده می‌شود. برای این منظور، تنظیم فشار روغن در نواحی بالادست و پایین‌دست شیر کنترل مسیر تناسبی، به‌گونه‌ای انجام می‌گیرد که اختلاف فشار روغن در مجاری ورودی و خروجی همواره برابر با، 30 bar ، باشد.

با وجود اینکه مدل عددی توسعه‌داده‌شده در این پژوهش، قادر به پیش‌بینی دقیق مشخصه‌های عملکردی شیر در حالت‌های پایا و گذرا بوده و نتایج آن با داده‌های تجربی اعتبارسنجی گردیده است، ضروری است که محدودیت‌ها و فرضیات ساده‌سازی‌شده در آن به صراحت بیان شوند. این محدودیت‌ها عبارتند از:

- فرض عدم نشت داخلی: در این مدل، از نشت روغن در لقی میان جزء متحرک اسپولی شکل و بدنه‌ی شیر صرف‌نظر شده است. این فرض به دلیل کاهش چشمگیر حجم محاسبات و پیچیدگی شبکه‌بندی اعمال گردید. در واقعیت، این نشت منجر به کاهش راندمان حجمی و تاثیر جزئی بر نیروهای هیدرولیکی وارد بر اسپول می‌شود. با این حال، با توجه به اینکه تمرکز این پژوهش بر تحلیل جریان اصلی و نیروهای ناشی از آن در روزنه‌های کنترل است، این ساده‌سازی تاثیر معناداری بر نتیجه‌گیری‌های اصلی تحقیق نخواهد داشت. این رویکرد در مطالعات عددی مشابه نیز متداول است (Lisowski et al., 2024).

- فرض صاف بودن سطوح: سطوح داخلی بدنه و جزء متحرک شیر، کاملاً صاف و بدون زبری فرض شده‌اند. در عمل، زبری سطح باعث افزایش افت فشار و تلفات انرژی در جریان می‌گردد. نادیده گرفتن این اثر می‌تواند منجر به اندکی بیش‌برآوردی در دبی روغن عبوری و اندکی کم‌برآوردی در نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر تناسبی شود. این فرض نیز یک ساده‌سازی رایج در تحلیل‌های عددی در شیرهای هیدرولیکی با هدف تحلیل پدیده‌های جریان است (Gomez et al., 2019).

- شرایط هم‌دما و خواص ثابت روغن هیدرولیکی: در این شبیه‌سازی، از انتقال حرارت میان روغن و بدنه‌ی شیر صرف‌نظر شده و خواص روغن هیدرولیکی (جرم مخصوص و لزجت) ثابت فرض شده‌اند. در عمل، تغییر وضعیت سریع شیر و افت فشار می‌تواند منجر به

تغییرات دمایی جزئی و در نتیجه تغییر در لزجت روغن شود. در این پژوهش، با توجه به کوتاه بودن زمان شبیه‌سازی‌های گذرا (حداکثر ۲۰ میلی‌ثانیه)، و همچنین، به کارگیری مبدل حرارتی مجزا در کنار مخزن ذخیره‌ی روغن، تغییرات دمایی قابل توجهی رخ نمی‌دهد و این فرض برای دقت مورد نیاز این تحقیق معتبر به نظر می‌رسد. در بسیاری از تحقیقات گذشته، خواص روغن هیدرولیکی، ثابت در نظر گرفته شده است (Fei et al., 2021).

- فرض تراکم‌ناپذیری سیال: در این پژوهش، روغن هیدرولیک به عنوان یک سیال تراکم‌ناپذیر مدل‌سازی شده است. اگرچه روغن تراکم‌پذیری اندکی دارد، این ویژگی در پدیده‌هایی مانند ضربه قوچ نقش مهمی ایفا می‌کند. با این حال، در این پژوهش که تمرکز بر مقایسه عملکرد هندسه‌های مختلف و سرعت‌های جابجایی اسپول است، این فرض برای مقایسه‌های نسبی نتایج، دقت کافی را فراهم می‌آورد و با هدف اصلی مطالعه در تضاد نیست.

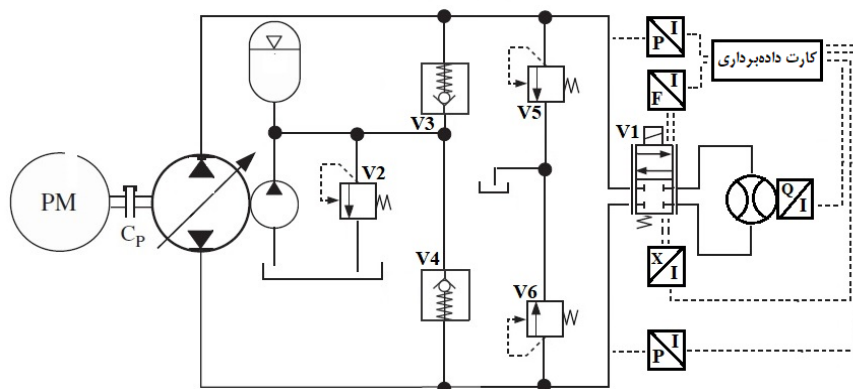
- انتخاب مدل آشفتگی: در این پژوهش، از مدل آشفتگی $k - \epsilon$ استاندارد استفاده شد. اگرچه این مدل برای تحلیل جریان‌های با جدایش شدید و لایه مرزی پیچیده (مانند جریان در شیرهای هیدرولیکی) محدودیت‌هایی نسبت به مدل‌های پیشرفته‌تر دارد، اما انتخاب آن بر اساس اعتبارسنجی تجربی با خطای کمتر از ۶ درصد، کارایی محاسباتی بالا برای مطالعه‌ی مقایسه‌ای گسترده و همسویی با تحقیقات پیشین در این حوزه، مانند Domagala & Fabis (2023) و Lisowski et al. (2024)، صورت گرفت. بنابراین، این مدل، برای اهداف این تحقیق که به طور عمده بر مقایسه‌ی نسبی عملکرد هندسه‌ها متمرکز است، دقت کافی را فراهم می‌کند. تحلیل‌های دقیق‌تر پدیده‌های گذرای پیچیده می‌تواند موضوع تحقیقات آتی با استفاده از مدل‌های دقیق‌تر باشد.

با در نظر گرفتن این محدودیت‌ها، نتایج حاصل از مدل عددی به عنوان یک ابزار قدرتمند برای تحلیل روند تغییرات و مقایسه‌های کیفی و کمی عملکرد شیر، با دقت قابل قبول، معتبر می‌باشند.

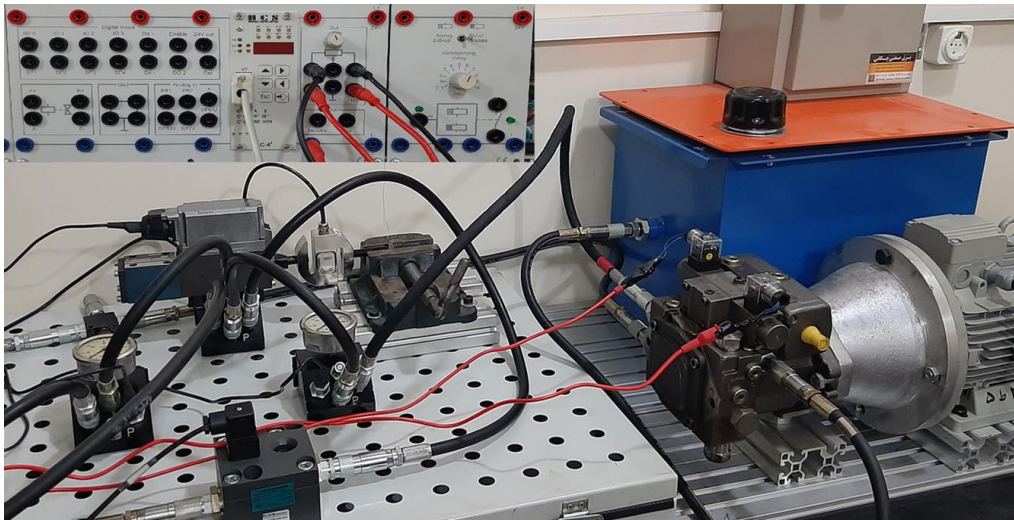
به منظور اطمینان از دقت تحلیل عددی جریان عبوری از شیر کنترل مسیر تناسبی شامل جزء متحرک اسپولی شکل، بررسی تأثیر تعداد سلول‌ها در ناحیه‌ی محاسباتی، بر یکی از متغیرهای وابسته، ضروری است (Kosek & Sliwinski, 2025). در این راستا، آزمون استقلال از شبکه، برای محاسبه‌ی نیروی محوری وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل، در شرایطی که اختلاف فشار روغن در مجاری شیر کنترل مسیر تناسبی، برابر با 30 bar باشد، انجام می‌گیرد. برای انجام این آزمون، چهار شبکه محاسباتی با تعداد سلول‌های ۰/۵ میلیون، ۱/۸ میلیون، ۵/۲ میلیون و ۹/۸ میلیون، ایجاد گردید. نتایج نشان داد که، با افزایش تعداد سلول‌ها، نیروی محوری وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل، کاهش می‌یابد. همچنین مشخص شد که افزایش تعداد سلول‌ها از ۱/۸ میلیون به ۵/۲ میلیون، موجب تغییر کمتر از ۳ درصد، در مقدار نیروی محوری وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل، در ساختار شیر کنترل مسیر، می‌شود. این در حالی است که، نیروی محوری وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل شیر کنترل مسیر، با افزایش تعداد سلول‌ها در حوزه‌ی محاسباتی، از ۵/۲ میلیون به ۹/۸ میلیون، کمتر از ۰/۱٪ تغییر می‌کند. بر این اساس، شبکه شامل ۹/۸ میلیون سلول، به عنوان شبکه‌ی نهایی، برای شبیه‌سازی جریان روغن عبوری از شیر کنترل مسیر تناسبی، انتخاب گردید. در این شرایط، تحلیل عددی جریان روغن عبوری از محفظه‌ی شیر کنترل مسیر تناسبی، مستقل از تعداد سلول‌ها، ارزیابی می‌شود.

طراحی و ساخت سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی

به منظور اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی عددی جریان روغن عبوری از شیر کنترل مسیر تناسبی، یک سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، طراحی و ساخته شد (شکل ۴).



الف. طرح‌واره‌ی اختصاری



ب. طرح‌واره‌ی واقعی

شکل ۴. سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی شامل شیر کنترل مسیری با پاسخ سریع

در این سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، شیر کنترل مسیری با پاسخ سریع، با شماره‌ی فنی ۰۸۱۱۴۰۴۶۲۳ (سوپاپ V1)، شرکت رکسروت^۳، استفاده شده است. این شیر، توسط شرکت رکسروت، در دو نمونه، شامل جزء متحرک اسپولی شکل با لبه‌های دارای شعاع انحنای ۲ میکرومتری و جزء متحرک اسپولی شکل ساده (بدون شعاع انحناء)، تولید و عرضه می‌شود. در واقع، ایجاد انحناء بر روی برآمدگی‌های جزء متحرک اسپولی شکل، توسط تولیدکنندگان پیش‌رو در صنعت هیدرولیک، یک اصلاح ساختاری است، که به دلایل مشخصی شامل، کنترل نشت داخلی، تضمین حرکت روان و پایدار اسپول (موازنه‌ی نیروهای ناشی از جریان وارد بر اسپول و جلوگیری از فرآیند چسبیدن آن) و از همه مهم‌تر، جلوگیری از استهلاک قابل توجه شیر (برخورد ذرات آلاینده‌های روغن با سرعت زیاد به لبه‌ی اسپول)، انجام می‌گیرد. تغییر وضعیت سوپاپ کنترل مسیری V1، توسط سولنوئید تناسبی، و از طریق فرمان الکتریکی دریافتی از واحد کنترل الکترونیکی مرکزی مدل HCS-DAC4، انجام می‌گیرد. تامین توان هیدرولیکی سامانه‌ی انتقال توان، بر عهده پمپ پیستون محوری جابجایی متغیر، مدل A4VG18، است که توسط یک پمپ دنده داخلی جابجایی ثابت (پمپ تغذیه)، روغن‌رسانی می‌شود. لازم به ذکر است که، پمپ تغذیه درون پوسته‌ی پمپ اصلی قرار دارد. تغییر حجم جابجایی پمپ پیستونی A4VG18، توسط یک شیر کنترل ۴ دهانه‌ی ۳ وضعیته‌ی تناسبی، از طریق واحد کنترل الکترونیکی مرکزی، انجام می‌گیرد. بر این اساس، اختلاف فشار روغن در خطوط انتقال سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، و در نتیجه، اختلاف فشار روغن در مجاری سوپاپ کنترل مسیری تناسبی V1، متناسب با حجم جابجایی پمپ اصلی، و توسط واحد کنترل الکترونیکی، تنظیم می‌شود. مطابق شکل ۴، دو سوپاپ یک‌طرفه (V3 و V4) و دو سوپاپ فشارشکن (V5 و V6)، از افزایش لحظه‌ای فشار روغن در خط انتقال دهش، و همچنین، کاهش بیش از حد مجاز فشار روغن، در خط انتقال مکش سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، در اثر تغییر وضعیت شیر کنترل مسیری تناسبی V1، جلوگیری به عمل می‌آورند. اندازه‌گیری فشار روغن در مجاری ورودی و خروجی شیر کنترل مسیری، توسط حسگر A10 (با دقت ± 0.25 درصد مقیاس کامل)، اندازه‌گیری دبی روغن عبوری از شیر، توسط حسگر GA070 (با دقت ± 0.4 درصد خوانش)، انجام می‌گیرد. همچنین، نیروی محوری وارد بر جزء متحرک شیر کنترل جهت نیز، توسط حسگر CGSB-SS100 (با دقت ± 0.5 درصد مقیاس کامل)، اندازه‌گیری می‌شود. جریان الکتریکی خروجی از حسگرهای فشار، دبی و نیرو به کارت داده‌برداری منتقل می‌گردد. پس از پردازش، اصلاح و تقویت جریان الکتریکی دریافتی توسط کارت داده‌برداری، ثبت متغیرهای فیزیکی در رایانه انجام می‌شود. از این رو، امکان مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی جریان روغن عبوری از شیر کنترل مسیری با پاسخ سریع، با نتایج تجربی فراهم می‌گردد.

اعتبارسنجی مدل عددی

به منظور ارزیابی دقت و قابلیت اطمینان مدل عددی توسعه داده شده، یک فرآیند اعتبارسنجی جامع با استفاده از داده‌های تجربی حاصل از سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی (شکل ۴) انجام گردید. این فرآیند بر اساس مقایسه مستقیم دو مشخصه‌ی عملکردی شیر

کنترل مسیر، شامل دبی روغن عبوری (Q) و نیروی محوری لازم برای تغییر وضعیت (F)، در شرایط کاری کاملاً یکسان صورت گرفت. مراحل این ارزیابی به شرح زیر است:

- تعریف شرایط مرزی و کاری یکسان: برای اطمینان از یکسان بودن شرایط در هر دو تحلیل عددی و تجربی، اختلاف فشار روغن بین مجرای ورودی (پمپ) و خروجی (عملگر) برای هر دو حالت، برابر با ۳۰ بار در نظر گرفته شد. همچنین، برای تحلیل حالت گذرا، زمان جابجایی کامل جزء متحرک اسپولی شکل، به دو صورت ۲ میلی‌ثانیه (حالت سریع) و ۲۰ میلی‌ثانیه (حالت کند)، تعریف گردید. لازم به ذکر است که، زمان ۲۰ میلی‌ثانیه به نمایندگی از یک حالت عملکردی استاندارد برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر تناسبی، و زمان ۲ میلی‌ثانیه، به نمایندگی از یک حالت پاسخ سریع (زمان معمول برای تغییر وضعیت شیرهای با پاسخ سریع)، به منظور ارزیابی عملکرد شیر در شرایط گذرا، انتخاب شده است. این مقادیر به عنوان ورودی برای شبیه‌سازی عددی (با تعریف سرعت حرکت جزء متحرک) و همچنین، برای راه‌اندازی سامانه‌ی تجربی به کار گرفته شد. از سوی دیگر، در پژوهش‌های آتی، با تحلیل طیف وسیع‌تری از سرعت‌های میانی، امکان تکمیل این روند، با جزئیات بیشتری فراهم می‌گردد.

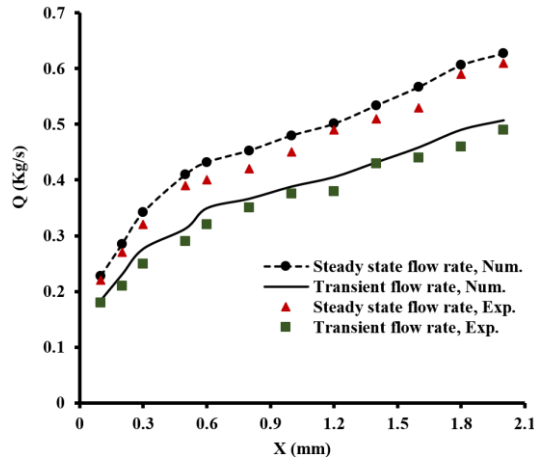
- مشخصه‌های عملکردی شیر کنترل مسیر: دو کمیت اصلی که برای اعتبارسنجی اندازه‌گیری و شبیه‌سازی شدند، شامل دبی روغن (Q) و نیروی محوری لازم برای جابجایی جزء متحرک اسپولی شکل (F)، نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیر) می‌باشند. مقدار لحظه‌ای و متوسط دبی روغن عبوری از شیر که در سامانه‌ی تجربی توسط حسگر دبی GA070 و در شبیه‌سازی عددی به صورت خروجی مستقیم از حل گر CFD محاسبه شد. همچنین، نیروی محوری وارد بر اسپول که در سامانه‌ی تجربی توسط حسگر نیرو CGSB-۱۰۰ SS، اندازه‌گیری شد و در شبیه‌سازی عددی، از طریق انتگرال‌گیری از تنش‌های فشاری و برشی وارد بر سطوح اسپول (مطابق روابط ۶ تا ۸) به دست آمد.

- معرفی شاخص خطا: برای ارائه‌ی یک معیار عددی از میزان انطباق نتایج، از شاخص خطای مطلق نسبی استفاده شد. این شاخص برای هر نقطه‌ی داده (در هر موقعیت جزء متحرک اسپولی شکل) محاسبه گردید. سپس، برای دستیابی به یک معیار کلی، برای ارزیابی دقت مدل، از این مقادیر برای هر حالت کاری (پایا، گذرای سریع، گذرای کند)، یک میانگین خطا محاسبه شد.

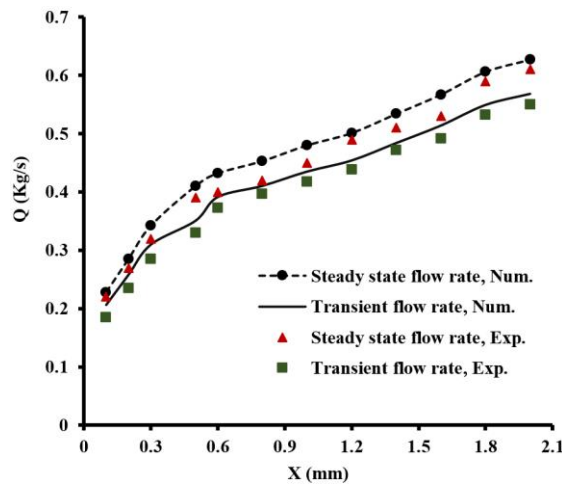
- تشریح فرآیند ارزیابی: در نهایت، برای هر یک از سه حالت کاری (پایا، گذرای سریع و گذرای کند)، روند تغییرات مشخصه‌های عملکردی شیر کنترل مسیر شامل جزء متحرک اسپولی شکل ساده، و شیر کنترل مسیر شامل جزء متحرک دارای برآمدگی با انحنا $2\mu m$ (شکل ۱ب)، در شرایط کاری مشابه و در حالت‌های پایا و گذرا (حرکت جزء متحرک با دو سرعت متفاوت)، بررسی و مقایسه شدند. در ادامه، تاثیر بزرگی شعاع انحنای گوشه‌های برآمدگی جزء متحرک اسپولی شکل (شعاع‌های انحنای ۰، ۲، ۴ و $6\mu m$) بر تفاوت روند تغییرات دبی روغن عبوری از سوپاپ کنترل مسیر و نیروی لازم برای تغییر وضعیت آن، در حالت‌های پایا و گذرا، در شرایط کاری مختلف، ارزیابی گردید. برای این منظور، منحنی‌های تغییرات دبی روغن بر حسب موقعیت اسپول و نیروی محوری بر حسب موقعیت اسپول به صورت هم‌زمان برای نتایج عددی و تجربی ترسیم شدند. این ترسیم هم‌زمان، امکان ارزیابی بصری و کمی انطباق دو روش را فراهم می‌کند. دقت نهایی مدل با مقایسه‌ی این منحنی‌ها و محاسبه‌ی میانگین خطای مطلق نسبی برای هر مشخصه عملکردی ارزیابی و تأیید شد.

نتایج و بحث

در شکل‌های ۵ و ۶، روند تغییرات دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر در موقعیت‌های مختلف جزء متحرک، شامل برآمدگی ساده، در حالت پایا و دو حالت گذرا (نتایج تحلیل عددی و تجربی)، ارائه شده است. در حالت‌های گذرا، زمان لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر تناسبی، توسط واحد کنترل الکترونیکی مرکزی و از طریق سولنوئید تناسبی، به ترتیب برابر با $2ms$ و $20ms$ ، تنظیم می‌شود. در تمام حالت‌های ارزیابی، اختلاف فشار روغن، بین مجاری ورودی و خروجی شیر، $30bar$ ، در نظر گرفته شده است. جابجایی جزء متحرک شیر کنترل مسیر تناسبی (در حالت‌های پایا و گذرا)، منجر به تشکیل روزنه‌ای با سطح مقطع متغیر در نزدیکی مجرای خروجی می‌شود. سطح مقطع این روزنه، تابعی از موقعیت و جابجایی جزء متحرک اسپولی شکل، است.



شکل ۵. روند تغییرات دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر در موقعیت‌های مختلف جزء متحرک شامل برآمدگی ساده در حالت‌های پایا و گذرا (حرکت جزء متحرک شیر با سرعت $2ms$)



شکل ۶. روند تغییرات دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر در موقعیت‌های مختلف جزء متحرک شامل برآمدگی ساده در حالت‌های پایا و گذرا (حرکت جزء متحرک شیر با سرعت $20ms$)

مطابق شکل‌های ۵ و ۶، با افزایش جابجایی جزء متحرک اسپولی شکل، با برآمدگی ساده، سطح مقطع عبور جریان در روزنه، و در نتیجه، دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر تناسبی، در حالت‌های پایا و گذرا، افزایش می‌یابد. دبی روغن عبوری از روزنه، علاوه بر سطح مقطع، به ویژگی‌های فیزیکی روغن (جرم مخصوص و لزجت)، رژیم جریان و اختلاف فشار دو سوی روزنه، وابسته است. بر این اساس، در هر موقعیت جزء متحرک اسپولی شکل با برآمدگی ساده، اختلافی میان دبی روغن در حالت پایا و دو حالت گذرا وجود دارد. به‌طور مشخص، در تمام موقعیت‌های جزء متحرک اسپولی شکل با برآمدگی ساده، دبی روغن عبوری از شیر، در حالت‌های گذرا، کمتر از حالت پایا است. همچنین، با افزایش زمان تغییر وضعیت شیر (کاهش سرعت حرکت جزء متحرک)، اختلاف بین دبی روغن عبوری در حالت‌های پایا و گذرا، کاهش می‌یابد. بر اساس شکل‌های ۵ و ۶، در زمان‌های تغییر وضعیت $2ms$ و $20ms$ ، دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر تناسبی، به‌ترتیب و به‌طور متوسط، $19/77$ و $9/92$ درصد، کمتر از حالت پایا است. بر اساس بررسی‌های به عمل آمده، دلایل اختلاف میان دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر در حالت‌های پایا و گذرا، تحت تأثیر سرعت حرکت جزء متحرک اسپولی شکل، با برآمدگی ساده، به شرح زیر است:

- پدیده گذرای جریان، باعث می‌شود که، با افزایش سرعت تغییر وضعیت شیر، روغن زمان کافی برای برقراری جریان پایدار از روزنه حاصل از جابجایی جزء متحرک با برآمدگی ساده را نخواهد داشت. از این رو، با وجود افزایش سطح مقطع، دبی روغن، به‌طور لحظه‌ای، و به‌دلیل ناپایداری و آشفتگی جریان، کاهش می‌یابد.
- جابجایی سریع جزء متحرک شیر کنترل مسیر تناسبی، باعث افت ناگهانی فشار در محفظه کنترل و افزایش احتمال کاویتاسیون می‌شود. این پدیده، ضریب تخلیه جریان، در روزنه‌ی حاصل از جابجایی جزء متحرک اسپولی شکل، با برآمدگی ساده را کاهش داده و دبی روغن را متناسب با آن، کاهش می‌دهد.

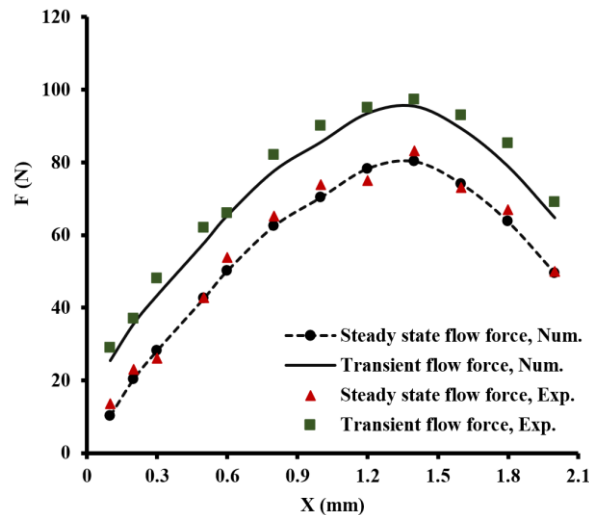
- لختی روغن، باعث تأخیر در پاسخ جریان، به تغییرات لحظه‌ای سطح روزنه و جابجایی جزء متحرک شیر کنترل، می‌شود.
- ضربه قوچ ناشی از تغییر وضعیت سریع شیر کنترل مسیر، منجر به نوسانات فشار در دو سوی روزنه‌ی حاصل از جابجایی جزء متحرک اسپولی شکل و افت لحظه‌ای دبی روغن عبوری از آن، می‌گردد.

این یافته‌ها با نتایج پژوهش‌های مشابه، مانند Gomez et al., 2019 و Lisowski et al., 2023، که به اختلاف دبی در حالت‌های گذرا و پایا اشاره کرده‌اند، هم‌خوانی دارد. مطابق شکل‌های ۵ و ۶، اختلاف میان نتایج تجربی و عددی دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر، در حالت پایا (با اختلاف فشار ثابت 30 bar در مجاری ورودی و خروجی)، به طور متوسط، $4/98$ درصد تعیین می‌گردد. این در حالی است که، در حالت گذرا، با زمان‌های تغییر وضعیت 2 ms و 20 ms ، اختلاف میان نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر، با نتایج حاصل از تحلیل عددی، به ترتیب، $5/3$ و $5/18$ درصد، برآورد می‌شود. بر این اساس، با افزایش زمان تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر (کاهش سرعت جزء متحرک)، اختلاف بین داده‌های تجربی و عددی، اندکی کاهش می‌یابد. در واقع، با افزایش سرعت حرکت جزء متحرک شیر کنترل مسیر، شدت آشفتگی جریان روغن، در محفظه‌ی شیر، به طور چشم‌گیری، با افزایش همراه می‌گردد. این آشفتگی در جریان روغن عبوری از محفظه‌ی شیر کنترل مسیر، علاوه بر ایجاد نوسانات لحظه‌ای فشار روغن، منجر به افزایش نشت روغن از لقی‌های ساختاری (مانند فضای بین جزء متحرک اسپولی شکل و بدنه‌ی ثابت شیر)، می‌شود. از آنجا که، مدل‌های عددی، به طور معمول، نشت و تغییرات لحظه‌ای ضریب تخلیه جریان را در حالت گذرا با دقت کامل شبیه‌سازی نمی‌کنند، اختلاف بین نتایج تجربی و عددی در سرعت‌های بالا تشدید می‌گردد از سوی دیگر، Ledvoň et al., 2023 نیز، در بررسی عملکرد شیر کنترل مسیر ۴ دهانه‌ی ۳ وضعیته‌ی تناسبی، با جزء متحرک اسپولی شکل، متوسط اختلاف میان نتایج تجربی، با نتایج حاصل از تحلیل عددی دبی روغن عبوری، را در حالت پایا، کمتر از، ۵ درصد، گزارش کرده بودند. همچنین، Gomez et al., 2019، در مطالعه شیرهای کنترل مسیر شامل جزء متحرک پاپتی شکل، اختلاف میان نتایج تجربی و عددی دبی روغن عبوری را در حالت گذرا، به طور متوسط $5/5$ درصد، برآورد نمودند.

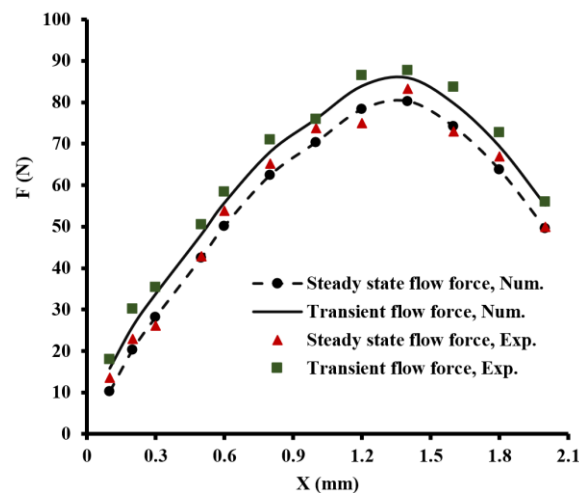
در شکل‌های ۷ و ۸، روند تغییرات نیروی ناشی از جریان وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل، با برآمدگی ساده، در حالت پایا و دو حالت گذرا (زمان‌های تغییر وضعیت 2 ms و 20 ms)، بر اساس نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی و اندازه‌گیری‌های تجربی، نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش جابجایی جزء متحرک اسپولی شکل، نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیر در حالت پایا و دو حالت گذرا، ابتدا افزایش، و سپس، کاهش می‌یابد. در مرحله‌ی اولیه‌ی تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر، افزایش دبی جرمی روغن عبوری از روزنه، به دلیل اثر مومنوم سیال ($\rho Q \Delta V$)، در حالت پایا، و نیروی لختی ($\rho L(dQ/dt)$)، در حالت‌های گذرا، منجر به تشدید نیروی ناشی از جریان روغن وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل می‌گردد. در مرحله انتهایی کورس جابجایی، جریان روغن به حالت اشباع می‌رسد و افزایش سطح مقطع روزنه در ساختار درونی شیر کنترل مسیر، ضمن کاهش مقاومت در برابر جریان روغن، باعث کاهش اختلاف فشار در دو سوی روزنه می‌گردد. با کاهش اختلاف فشار روغن در دو سوی روزنه، با وجود افزایش سطح مقطع موثر روزنه، نیروی خالص وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل با کاهش همراه می‌شود. این رفتار در حالت‌های گذرا به دلیل نوسانات لحظه‌ای فشار، با شیب تندتری رخ می‌دهد. این روند، تا حدود زیادی، با اصول طراحی شیرهای هیدرولیکی و مطالعات تجربی مشابه، سازگار است (Domagala & Fabis, 2023). بررسی نتایج حاصل از شکل‌های ۷ و ۸ نشان می‌دهد که، در تمام موقعیت‌های جزء متحرک اسپولی شکل با برآمدگی ساده، اختلاف معنی‌داری میان نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر تناسبی، در حالت پایا و دو حالت گذرا وجود دارد. به طور مشخص، در موقعیت‌های مختلف جزء متحرک اسپولی شکل، نیروی محوری وارد بر جزء متحرک شیر کنترل، در دو حالت گذرا، همواره بیشتر از حالت پایا برآورد می‌گردد. علاوه بر این، با کاهش سرعت حرکت جزء متحرک اسپولی شکل، اختلاف میان روند تغییرات نیروی محوری لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر در حالت‌های پایا و گذرا، به طور چشم‌گیری، کاهش می‌یابد. بر این اساس، در شرایطی که زمان لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر برابر با 2 ms و 20 ms ، در نظر گرفته شود، نیروی محوری وارد بر جزء متحرک آن، به طور متوسط، و به ترتیب، $29/8$ و $20/7$ درصد، بیشتر از مقدار متناظر در حالت پایا، برآورد می‌گردد. بر اساس بررسی‌های به عمل آمده، دلایل اختلاف نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر، در حالت‌های پایا و گذرا، به شرح زیر است:

- نیروی ناشی از حرکت شتاب‌دار روغن تحت تأثیر جابجایی سریع جزء متحرک شیر کنترل مسیر.
- ایجاد موج‌های فشاری در دو سوی جزء متحرک اسپولی شکل، ناشی از انسداد و ارتباط مجاری روغن.
- ضرورت جابجایی توده‌ی روغن محصور در اطراف سطوح برآمدگی جزء متحرک اسپولی شکل.
- تشکیل جریان‌های گردابی روغن، در بخش‌های مختلف محفظه‌ی شیر کنترل مسیر، ناشی از تغییر وضعیت سریع آن.

لازم به ذکر است که با افزایش سرعت حرکت جزء متحرک اسپولی، تأثیر هر یک از این عوامل، با افزایش همراه می‌شوند. در نتیجه، افزایش سرعت جابجایی جزء متحرک و کاهش زمان تغییر وضعیت شیر، منجر به افزایش اختلاف نیروی ناشی از جریان روغن بین حالت‌های گذرا و پایا می‌گردد. این یافته با نتایج پژوهش Gomez et al., 2019 نیز هم‌خوانی دارد که نشان دادند سرعت حرکت جزء متحرک پاپتی شکل در شیرهای کنترل مسیر و شیرهای فشارشکن دو مرحله‌ای، عامل اصلی افزایش اختلاف میان نیروی ناشی از جریان روغن وارد بر آن، در حالت‌های پایا و گذرا، به‌شمار می‌رود.



شکل ۷. روند تغییرات نیروی وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل شامل برآمدگی‌های ساده در ساختار شیر کنترل مسیر در حالت‌های پایا و گذرا (حرکت جزء متحرک شیر با سرعت ۲ms)

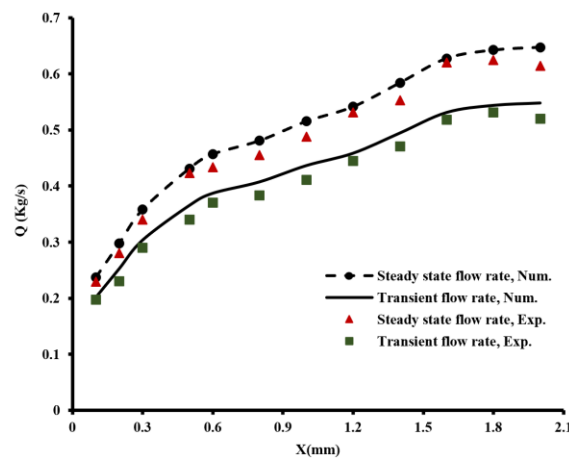


شکل ۸. روند تغییرات نیروی وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل شامل برآمدگی‌های ساده در ساختار شیر کنترل مسیر در حالت‌های پایا و گذرا (حرکت جزء متحرک شیر با سرعت ۲۰ms)

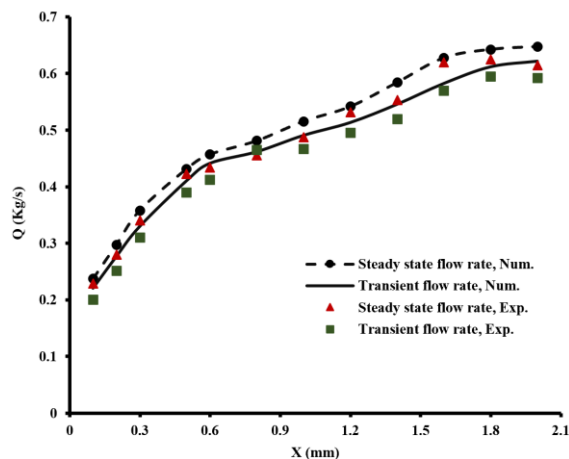
مطابق شکل‌های ۷ و ۸، اختلاف بین نتایج حاصل از اندازه‌گیری‌های تجربی نیروی محوری وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل، شامل برآمدگی‌های ساده، در ساختار شیر کنترل مسیر، با نتایج تجربی، در حالت پایا، ۵/۱ درصد، تعیین می‌گردد. در مقابل، در حالت‌های گذرا، اختلاف میان نتایج تجربی و عددی، با افزایش همراه می‌شود. به‌طور مشخص، در زمان‌های تغییر وضعیت ۲ms و ۲۰ms، این اختلاف، به‌ترتیب، ۵/۹۱ و ۵/۵ درصد، برآورد می‌گردد. این داده‌ها حاکی از آن است که، با افزایش زمان لازم برای تغییر وضعیت شیر (کاهش سرعت حرکت جزء متحرک اسپولی)، اختلاف بین نتایج تجربی و عددی، در تخمین نیروی محوری وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل، با برآمدگی‌های ساده، اندکی کاهش می‌یابد. در واقع، با افزایش سرعت جابجایی جزء متحرک شیر کنترل مسیر، تشدید جریان‌های گردابی و ایجاد موج‌های فشار، در محفظه‌ی شیر کنترل مسیر، منجر به افزایش عدم قطعیت‌های مدل‌سازی عددی می‌گردد. این پدیده‌ها، به‌ویژه در شبیه‌سازی‌های عددی، مبتنی بر مدل‌های آشفستگی متعارف، به‌دلیل ماهیت غیرخطی و گذرای جریان، با دقت پایین‌تری

پیش‌بینی می‌شوند و در نتیجه، افزایش اختلاف بین داده‌های تجربی و عددی را به همراه دارند. یافته‌های این پژوهش با نتایج گزارش شده در مطالعات پیشین، پیرامون تحلیل عملکرد شیرهای هیدرولیکی سازگاری دارد. Ledvoň et al., 2023 در بررسی عددی و تجربی شیرهای کنترل مسیر ۴ دهانه‌ی ۳ وضعیته‌ی تناسبی، اختلاف میان نیروی محوری شبیه‌سازی شده و مقادیر اندازه‌گیری شده را به‌طور میانگین ۵/۸۲ درصد، گزارش کردند. در مقابل، Gomez et al., 2019، در تحلیل رفتار گذرای شیرهای کنترل جهت هیدرولیکی با جزء متحرک پاپتی شکل، اختلافی در حدود ۵/۷ درصد میان داده‌های تجربی و عددی مشاهده نمودند. این نتایج نشان می‌دهد که هندسه‌ی جزء متحرک (اسپولی در برابر پاپتی) و همچنین، سرعت تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر، از عوامل تعیین‌کننده در میزان انطباق بین پیش‌بینی‌های مدل‌سازی عددی و مشاهدات تجربی، در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی، محسوب می‌گردند.

در شکل‌های ۹ و ۱۰، روند تغییرات دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر، در موقعیت‌های مختلف جزء متحرک اسپولی شکل با برآمدگی دارای شعاع انحنای $2\mu m$ ، بر اساس نتایج حاصل از تحلیل عددی و داده‌های تجربی، در حالت پایا و دو حالت گذرای سریع (تغییر وضعیت شیر در زمان $2ms$) و کند (تغییر وضعیت شیر در زمان $20ms$)، نشان داده شده است.



شکل ۹. روند تغییرات دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر در موقعیت‌های مختلف جزء متحرک اسپولی شکل با برآمدگی دارای شعاع انحنای $2\mu m$ در حالت‌های پایا و گذرا (حرکت جزء متحرک شیر با سرعت $2ms$)



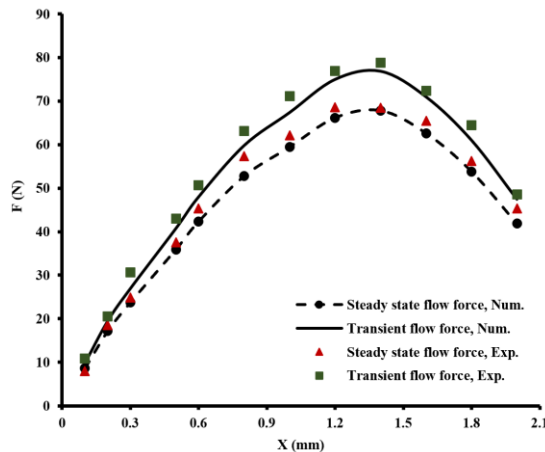
شکل ۱۰. روند تغییرات دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر در موقعیت‌های مختلف جزء متحرک اسپولی شکل با برآمدگی دارای شعاع انحنای $2\mu m$ در حالت‌های پایا و گذرا (حرکت جزء متحرک شیر با سرعت $20ms$)

مطابق شکل‌های ۹ و ۱۰، با افزایش جابجایی جزء متحرک اسپولی شکل، با برآمدگی دارای شعاع انحنای $2\mu m$ ، سطح مقطع روزنه‌ی عبور جریان در ساختار درونی شیر کنترل مسیر، افزایش یافته و در نتیجه، دبی روغن عبوری از مجاری شیر، در تمامی حالات (پایا و گذرا)، روندی صعودی دارد (مشابه شکل‌های ۵ و ۶). با این حال، دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر تناسبی، در حالت‌های گذرا، در تمامی موقعیت‌های جزء متحرک اسپولی شکل با برآمدگی دارای شعاع انحنای $2\mu m$ ، کمتر از مقدار متناظر، در حالت پایا، برآورد می‌شود. بر اساس تحلیل نتایج، در شرایطی که، زمان تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر، برابر با $2ms$ و $20ms$ ، در نظر گرفته

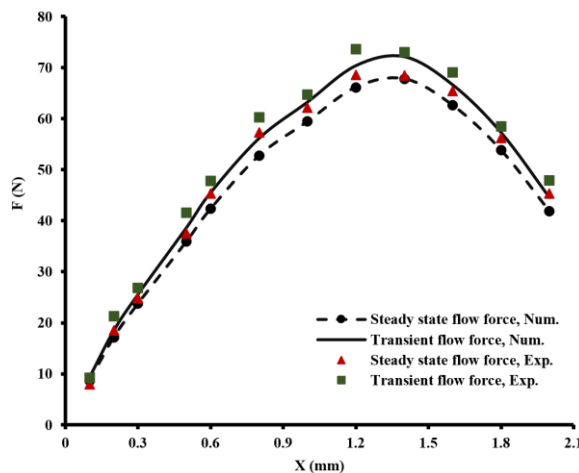
شود، دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر در حالت گذرا، به‌ترتیب و به‌طور متوسط، $15/3$ ، $5/25$ درصد، کمتر از حالت پایا است. بر این اساس، ایجاد انحنا بر روی گوشه‌های برآمدگی جزء متحرک اسپولی شکل، موجب کاهش اختلاف میان دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر، در حالت‌های گذرا و پایا، و در شرایط کاری مشابه (اختلاف فشار و سرعت جابجایی جزء متحرک شیر)، می‌گردد. از دیدگاه فیزیکی، ایجاد قوس بر روی لبه‌های برآمدگی جزء متحرک اسپولی شکل، باعث کاهش مقاومت موضعی در برابر جریان روغن، کاهش جریان‌های گردابی در محفظه‌ی درونی شیر و افزایش سطح موثر عبور روغن می‌شود. از این رو، در شرایط کاری یکسان (اختلاف فشار ثابت و سرعت جابجایی مشابه)، ضریب تخلیه شیر افزایش یافته و به دنبال آن، دبی عبوری از شیر کنترل مسیر، در هر دو حالت پایا و گذرا، بیشتر می‌شود. علاوه بر این، اختلاف میان دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر شامل جزء متحرک اسپولی شکل دارای برآمدگی‌های با انحنای $2\mu m$ ، در حالت‌های پایا و گذرا، به‌طور قابل‌توجهی کمتر از شیر مشابه شامل جزء متحرک دارای برآمدگی‌های با لبه‌های تیز و بدون شعاع انحنا، می‌باشد. Gomez et al., 2019، نیز به افزایش ضریب تخلیه، جریان یکنواخت روغن و افزایش دبی روغن عبوری در شیرهای کنترل مسیر شامل جزء متحرک پاپتی شکل، با دیواره‌های دارای انحنا، اشاره کردند. مطابق داده‌های نشان داده شده در شکل‌های ۹ و ۱۰، در حالت پایا، و در شرایطی که، اختلاف فشار روغن بین مجاری ورودی و خروجی، برابر با 30 بار تنظیم شده است، اختلاف میان نتایج عددی و تجربی دبی روغن عبوری از سوپاپ کنترل مسیر تناسبی، در حدود، $4/04$ درصد گزارش می‌شود. در حالت گذرا، این اختلاف، به‌ترتیب، برای زمان‌های تغییر وضعیت ۲ و ۲۰ میلی‌ثانیه، برابر با $4/69$ و $4/91$ درصد، برآورد می‌گردد. بر این اساس، در شیر کنترل مسیر با اسپول دارای لبه‌های گرد (شعاع انحنای $2\mu m$)، انحراف میان نتایج عددی و تجربی، نسبت به شیر مشابه، شامل اسپول با لبه‌های تیز، کاهش می‌یابد. همچنین، با افزایش زمان تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر تناسبی، اختلاف میان داده‌های عددی و تجربی، مربوط به دبی روغن عبوری از آن، اندکی کاهش می‌یابد. این روند، بیان‌گر پایداری بیشتر جریان روغن و افزایش دقت پیش‌بینی مدل عددی، در حالت‌های گذرای است که، جزء متحرک اسپولی شکل شیر کنترل مسیر، با سرعت کمتری حرکت می‌کند.

در شکل‌های ۱۱ و ۱۲، روند تغییرات نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر بر حسب موقعیت‌های مختلف جزء متحرک، با برآمدگی دارای شعاع انحنای $2\mu m$ ، نشان داده شده است. این نمودارها، شامل نتایج تحلیل عددی جریان روغن عبوری از شیر کنترل مسیر، به همراه داده‌های حاصل از آزمون‌های تجربی، در حالت پایا و دو حالت گذرا (تغییر وضعیت شیر در زمان‌های $2ms$ و $20ms$)، می‌باشند. نتایج نشان می‌دهد که، با افزایش جابجایی جزء متحرک اسپولی شکل، با برآمدگی دارای شعاع انحنای $2\mu m$ ، نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر، ابتدا افزایش، و سپس کاهش می‌یابد. بنابراین، منحنی تغییرات نیروی لازم برای تغییر وضعیت، در این نمونه از شیرهای کنترل مسیر، دارای یک نقطه اکسترمم است. در این نقطه، اشباع جریان در مجاری شیر کنترل مسیر تناسبی آغاز می‌شود و نیروی لازم برای تغییر وضعیت آن، در حالت‌های پایا و حالت گذرا، بیشینه خواهد بود. همچنین، نیروی لازم برای تغییر وضعیت این نمونه از شیرهای کنترل مسیر تناسبی، در دو حالت گذرا، همواره بیشتر از حالت پایا، برآورد می‌گردد. در زمان‌های تغییر وضعیت $2ms$ و $20ms$ شیر کنترل مسیر تناسبی، نیروی محوری ناشی از جریان روغن وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل با شعاع انحنای $2\mu m$ ، به ترتیب و به‌طور متوسط، $13/4$ ، $6/81$ درصد بیشتر از نیروی متناظر، در حالت پایا می‌باشد. در واقع، افزایش نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر در حالت گذرا، ناشی از شکل‌گیری و تشدید موج‌های فشاری و جریان‌های گردابی لحظه‌ای، در محفظه‌ی داخلی آن، است. با افزایش سرعت جابجایی جزء متحرک اسپولی شکل، شدت این پدیده‌ها افزایش می‌یابد. بدین ترتیب، واحد کنترل الکترونیکی در سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک، می‌باید فرمان الکتریکی قوی‌تری، به سولنوئید تناسبی شیر کنترل مسیر، برای اعمال نیروی بیشتر به جزء متحرک اسپولی شکل، ارسال نماید. از سوی دیگر، ایجاد انحنای $2\mu m$ در لبه‌ی برآمدگی‌های جزء متحرک اسپولی شکل، باعث کاهش نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر، در حالت‌های پایا و گذرا، می‌شود. با ایجاد انحنای $2\mu m$ ، در لبه‌ی برآمدگی‌های جزء متحرک اسپولی شکل، جریان روغن عبوری از شیر کنترل مسیر، به دلیل کاهش جریان‌های گردابی و افت مقاومت در برابر جریان روغن، به‌طور یکنواخت‌تری در محفظه‌ی داخلی آن، جریان می‌یابد. بر این اساس، توزیع فشار روغن بر دیواره‌های جانبی جزء متحرک اسپولی شکل، متعادل‌تر می‌شود. از این رو، برآیند نیروهای ناشی از جریان روغن، وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل، و در نتیجه‌ی آن، نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر تناسبی، با کاهش همراه می‌گردد. مطابق شکل‌های ۱۱ و ۱۲، متوسط اختلاف نتایج حاصل از اندازه‌گیری‌های نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر، شامل جزء متحرک اسپولی شکل با شعاع انحنای $2\mu m$ ، در حالت پایا، با نتایج شبیه‌سازی عددی جریان، در شرایطی که اختلاف فشار روغن در مجاری ورودی و خروجی شیر برابر 30 bar است، در حدود $4/3$ درصد، تعیین می‌گردد. این اختلاف، در حالت‌های گذرا، و در شرایط

تغییر وضعیت شیر در زمان‌های $2ms$ و $20ms$ ، به طور متوسط و به ترتیب، برابر با $5/6$ و $5/21$ درصد، برآورد می‌گردد. بر این اساس، ایجاد انحنای $2\mu m$ ، در لبه‌ی برآمدگی جزء متحرک اسپولی شکل، در ساختار شیر کنترل مسیر تناسبی، موجب کاهش اختلاف میان نتایج عددی و تجربی می‌شود. علت این موضوع، کاهش جریان‌های گردابی و موج‌های فشاری در محفظه‌ی داخلی شیر کنترل مسیر تناسبی و در نتیجه، افزایش دقت مدل‌سازی عددی جریان روغن عبوری در آن است. همچنین، با افزایش زمان تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر تناسبی شامل جزء متحرک اسپولی شکل با برآمدگی دارای شعاع انحنای $2\mu m$ ، اختلاف میان نتایج عددی و تجربی، اندکی کاهش می‌یابد. این موضوع، بیان‌گر حساسیت رفتار گذرای جریان روغن عبوری از شیر کنترل مسیر، به شرایط دینامیکی است.



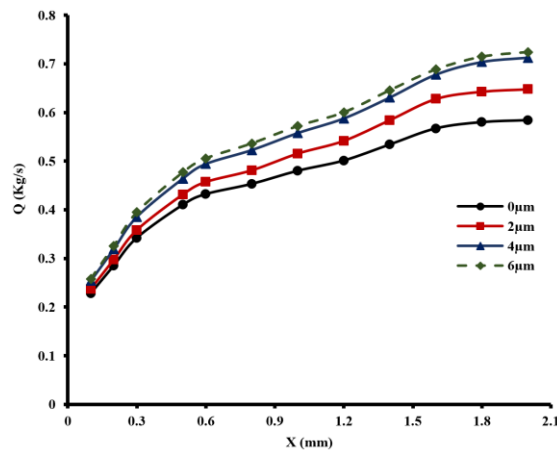
شکل ۱۱. روند تغییرات نیروی وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل با برآمدگی دارای شعاع انحنای $2\mu m$ در حالت‌های پایا و گذرا (حرکت جزء متحرک با سرعت $2ms$)



شکل ۱۲. روند تغییرات نیروی وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل با برآمدگی دارای شعاع انحنای $2\mu m$ در حالت‌های پایا و گذرا (حرکت جزء متحرک با سرعت $20ms$)

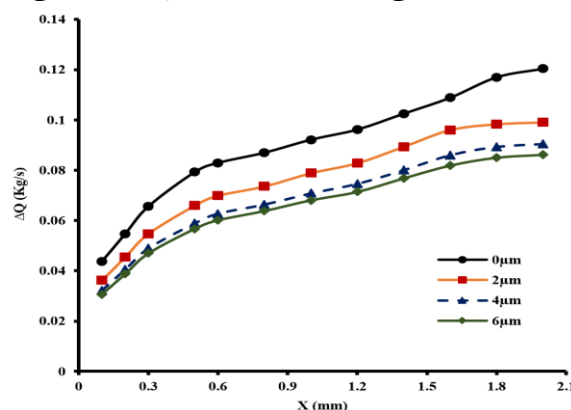
در شکل ۱۳، تأثیر شعاع انحنای برآمدگی جزء متحرک اسپولی شکل، بر روند تغییرات دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر، در شرایط کاری مختلف و در حالت پایا، نشان داده شده است. مطابق نتایج ارائه شده در شکل ۱۳، افزایش شعاع انحنای برآمدگی‌های جزء متحرک اسپولی شکل، ضمن افزایش سطح مقطع عبور جریان روغن در روزنه‌ی تشکیل شده در ساختار درونی شیر کنترل مسیر، موجب کاهش مقاومت هیدرودینامیکی در برابر جریان روغن، و در نهایت، افزایش دبی روغن عبوری از آن، در وضعیت‌های کاری مختلف، می‌شود. تحلیل داده‌ها نشان می‌دهد که، در حالت پایا، دبی روغن عبوری از شیرهای دارای اجزای متحرک اسپولی شکل با شعاع‌های انحنای $2\mu m$ ، $4\mu m$ و $6\mu m$ ، به ترتیب و به‌طور میانگین، $7/3$ ، $16/12$ و $18/6$ درصد، بیشتر از شیر کنترل مشابه، شامل جزء اسپول با برآمدگی ساده می‌باشد. بر این اساس، افزایش شعاع انحنای لبه‌ی برآمدگی جزء متحرک اسپولی شکل، به بیش از $4\mu m$ ، تأثیر قابل توجهی، بر افزایش دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر تناسبی، ندارد. در مقابل، افزایش شعاع انحنای لبه‌ی برآمدگی جزء متحرک اسپولی شکل، بیشتر از $4\mu m$ ، موجب افزایش نشت داخلی در شیر کنترل مسیر و در نتیجه، کاهش راندمان حجمی سامانه‌ی انتقال توان

هیدرولیکی می‌شود. همچنین، مطابق شکل ۱۳، تغییر شعاع انحنای لبه‌ی برآمدگی جزء متحرک اسپولی شکل، اثر قابل ملاحظه‌ای بر نقطه‌ی آغاز اشباع جریان روغن، در شیر کنترل مسیر تناسبی ندارد. با این حال، بیشینه دبی روغن عبوری از شیرهای جزء متحرک اسپولی شکل، با شعاع‌های انحنای $2\mu m$ ، $4\mu m$ و $6\mu m$ ، به ترتیب، $10/9$ ، $22/1$ و $23/8$ درصد، بیشتر از بیشینه دبی روغن عبوری از شیر مشابه، شامل جزء متحرک اسپولی شکل ساده برآورد می‌شود (در شرایط اشباع جریان و در حالت پایا).



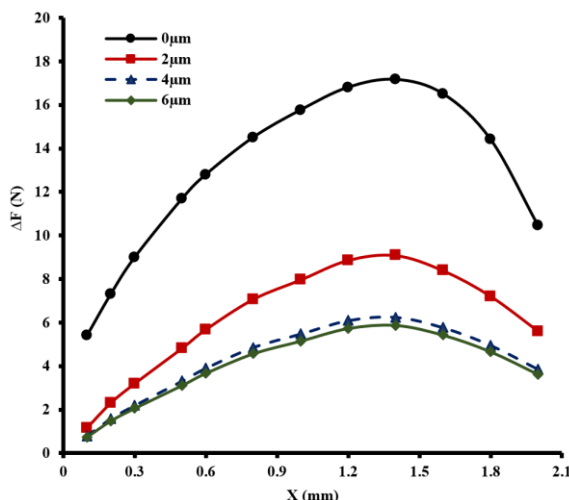
شکل ۱۳. تأثیر شعاع انحنای برآمدگی جزء متحرک اسپولی شکل بر دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر در شرایط کاری مختلف و در حالت پایا

در شکل ۱۴، روند تغییرات اختلاف میان دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر با جزء متحرک اسپولی شکل، دارای شعاع‌های انحنای $2\mu m$ ، $4\mu m$ و $6\mu m$ ، در حالت‌های پایا و گذرا نشان داده شده است. در این تحلیل، زمان لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر، $2ms$ ، و اختلاف فشار روغن در مجاری شیر، 30 bar ، در نظر گرفته شده است. مطابق شکل ۱۴، با افزایش جابجایی جزء متحرک اسپولی شکل دارای برآمدگی‌های با شعاع انحنای متفاوت، اختلاف میان دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر، در حالت‌های پایا و گذرا، افزایش می‌یابد. در مقابل، افزایش شعاع انحنای برآمدگی جزء متحرک اسپولی شکل، باعث کاهش اختلاف میان دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر، در حالت‌های پایا و گذرا، می‌شود. ارزیابی نتایج نشان می‌دهد، در شرایطی که زمان لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر توسط واحد کنترل الکترونیکی مرکزی برابر با $2ms$ ، در نظر گرفته می‌شود، اختلاف میان دبی روغن عبوری از شیرهای دارای جزء متحرک اسپولی شکل، با شعاع‌های انحنای $2\mu m$ ، $4\mu m$ و $6\mu m$ ، در حالت‌های پایا و گذرا، به ترتیب و به‌طور متوسط، $15/4$ ، 24 و $27/2$ درصد، کمتر از شیر دارای جزء متحرک اسپولی شکل با برآمدگی ساده است. علاوه بر این، افزایش شعاع انحنای برآمدگی جزء متحرک اسپولی شکل، منجر به کاهش شیب تغییرات اختلاف دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر، در شرایط کاری مختلف، می‌شود. به لحاظ فیزیکی، ایجاد انحناء بر روی برآمدگی‌های جزء متحرک اسپولی شکل، در ساختار شیر کنترل مسیر، موجب کاهش مقاومت در برابر جریان روغن جریان، کاهش شدت جریان‌های گردابی در محفظه‌ی داخلی شیر و افزایش سطح موثر مقطع عبور جریان می‌شود. از این رو، در شرایط کاری مشابه، ایجاد انحناء بر روی گوشه‌های برآمدگی‌های جزء متحرک شیر کنترل مسیر، موجب افزایش ضریب تخلیه و کاهش اختلاف دبی عبوری، در حالت‌های پایا و گذرا، می‌گردد.



شکل ۱۴. روند تغییرات اختلاف میان دبی روغن عبوری از شیر کنترل مسیر شامل جزء متحرک اسپولی شکل، با شعاع‌های انحنای مختلف در حالت‌های پایا و گذرا

در شکل ۱۵، نیز روند تغییرات اختلاف میان نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر تناسبی، شامل جزء متحرک اسپولی شکل، با شعاع‌های انحنای $2\mu\text{m}$ ، $4\mu\text{m}$ و $6\mu\text{m}$ ، در حالت‌های پایا و گذرا نشان داده شده است.



شکل ۱۵. اختلاف میان نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر دارای جزء متحرک اسپولی شکل، با شعاع‌های انحنای مختلف در حالت‌های پایا و گذرا

مطابق شکل ۱۵، با افزایش جابجایی جزء متحرک اسپولی شکل دارای برآمدگی با شعاع‌های انحنای مختلف، اختلاف میان نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر تناسبی، در حالت‌های پایا و گذرا، ابتدا افزایش، و سپس، کاهش می‌یابد. افزایش شعاع انحنای برآمدگی جزء متحرک اسپولی شکل، سبب کاهش دامنه‌ی تغییرات اختلاف میان نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر تناسبی، در دو حالت پایا و گذرا، تحت شرایط کاری مختلف، می‌شود. در واقع، ایجاد انحناء بر روی برآمدگی‌های جزء متحرک اسپولی شکل، با کاهش جریان‌های گردابی و تغییرات لحظه‌ای فشار روغن، ناشی از تغییر وضعیت سریع شیر کنترل مسیر تناسبی، احتمال بروز پدیده‌ی کاویتاسیون در پایین دست روزنه‌ی تنظیم‌کننده‌ی جریان روغن و ضربه‌ی قوچ در بالادست روزنه، را کاهش می‌دهد. در این صورت، اختلاف میان نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر تناسبی، در حالت‌های پایا و گذرا، به‌طور قابل ملاحظه‌ای، با کاهش، همراه می‌شود. نتایج نشان می‌دهد، در شرایطی که زمان لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر توسط واحد کنترل الکترونیکی مرکزی برابر با 2ms ، در نظر گرفته می‌شود، اختلاف میان نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیرهای کنترل مسیر دارای جزء متحرک اسپولی شکل با شعاع‌های انحنای $2\mu\text{m}$ ، $4\mu\text{m}$ و $6\mu\text{m}$ ، در حالت‌های پایا و گذرا، به‌ترتیب و به‌طور متوسط، $5/55$ ، $4/69$ و $2/71$ درصد، کمتر از شیر مشابه دارای جزء متحرک اسپولی شکل با برآمدگی ساده، می‌باشد. بر این اساس، شعاع انحنای برآمدگی جزء متحرک اسپولی شکل، در ساختار شیرهای کنترل مسیر، تأثیر معنی‌داری بر اختلاف نیروی لازم برای تغییر وضعیت آن‌ها، در حالت‌های پایا و گذرا، در سامانه‌های انتقال توان هیدرواستاتیک، دارد. به بیان دیگر، با افزایش شعاع انحنای برآمدگی جزء متحرک اسپولی شکل، نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر به میزان بیشتری نسبت به دبی روغن عبوری از آن، تحت تأثیر قرار می‌گیرد. با این حال، افزایش شعاع انحنای برآمدگی اسپول شکل، بیش از $4\mu\text{m}$ ، اثر قابل ملاحظه‌ای بر اختلاف نیروی لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر، در حالت‌های پایا و گذرا ندارد.

نتیجه‌گیری

این پژوهش، با هدف پر کردن شکاف تحقیقاتی موجود، به تحلیل عددی و تجربی رفتار گذرای یک شیر کنترل مسیر تناسبی، با پاسخ سریع، در سامانه‌های انتقال توان هیدرواستاتیک، اختصاص یافته است. هدف اصلی، شناسایی و کمی‌سازی تفاوت‌های عملکردی شیر کنترل مسیر تناسبی با پاسخ سریع، در حالت‌های پایا و گذرا، و همچنین، ارزیابی یک راهکار بهینه‌سازی هندسی مبتنی بر ایجاد انحناء در گوشه‌های برآمدگی اسپول بود. نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی، با بهره‌گیری از شبکه متحرک، و مدل آشفتگی $k - \epsilon$ استاندارد، با داده‌های تجربی حاصل از سامانه‌ی انتقال توان هیدرواستاتیک طراحی شده، اعتبارسنجی گردید که، دقت بالای مدل عددی (خطای

متوسط کمتر از ۰.۶٪) را تأیید نمود. یافته‌های کلیدی این تحقیق نشان داد که، عملکرد شیر تناسبی در حالت گذرا، به‌ویژه در سرعت‌های بالای تغییر وضعیت، به‌طور معناداری با عملکرد آن در حالت پایا، تفاوت دارد. در حالت گذرا، دبی روغن عبوری از شیر به‌طور متوسط تا ۱۹٪/۷۷ (برای زمان تغییر وضعیت ۲ میلی‌ثانیه)، کمتر از حالت پایا بود. این کاهش، ناشی از پدیده‌هایی نظیر، ناپایداری جریان، افت لحظه‌ای فشار به دلیل کاویتاسیون، لختی روغن و اثرات حاصل از ضربه قوچ، در شیر کنترل مسیر تناسبی، است. در مقابل، نیروی محوری لازم برای جابجایی اسپول، در حالت گذرا، به‌طور قابل توجهی (تا ۲۹/۸٪ برای زمان ۲ میلی‌ثانیه)، بیشتر از حالت پایا بود، که این امر به لختی روغن و تشکیل موج‌های فشاری نسبت داده می‌شود. این تفاوت‌ها، چالش‌های مهمی را در طراحی واحدهای محرک و کنترل سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی با پاسخ سریع، ایجاد می‌کند. مهم‌ترین دستاورد این پژوهش، معرفی و ارزیابی یک راهکار ساده و مؤثر، برای بهبود و کاهش تفاوت بین عملکرد شیر کنترل مسیر تناسبی با پاسخ سریع، در حالت‌های پایا و گذرا، بود. ارزیابی و تحلیل نتایج نشان داد که، ایجاد انحناء با شعاع بهینه (در حدود ۴ میکرومتر) در گوشه‌های برآمدگی اسپول، ضمن افزایش ظرفیت انتقال روغن (تا ۲۲/۱٪ در حالت پایا) و کاهش نیروی لازم برای تغییر وضعیت، به‌طور چشمگیری اختلاف عملکردی بین حالت پایا و گذرا را کاهش می‌دهد. این بهبود ناشی از کاهش مقاومت هیدرودینامیکی، تعدیل جریان‌های گردابی و افزایش ضریب تخلیه در روزه‌های کنترل جریان است. در نتیجه، شیر با هندسه جدید، پاسخ پایدارتر و قابل پیش‌بینی‌تری، به‌ویژه در کاربردهای با تغییر وضعیت سریع، از خود نشان می‌دهد. مدل عددی ارائه‌شده در این مقاله، ابزاری قدرتمند برای پیش‌بینی و بهینه‌سازی عملکرد دینامیکی شیرهای هیدرولیکی پیش از ساخت فراهم می‌آورد. با این حال، باید توجه داشت که این پژوهش به بررسی دو سرعت حدی در تغییر وضعیت شیر پرداخت تا تأثیر موارد حدی به خوبی مشخص گردد. برای درک جامع‌تر رفتار دینامیکی شیر، پژوهش‌های آتی می‌توانند با تحلیل طیف وسیع‌تری از سرعت‌های میانی، این روند را با جزئیات بیشتری تکمیل نمایند. علاوه بر این، اگرچه مدل آشفتگی $k-\varepsilon$ برای اهداف مقایسه‌ای کارآمد بود، اما برای تحلیل دینامیک گردابه‌ها ممکن است محدودیت داشته باشد. از این‌رو، استفاده از مدل‌های پیشرفته‌تر مانند $k-\omega$ SST یا شبیه‌سازی‌های بزرگ‌آرایه می‌تواند مسیری برای تحقیقات آتی برای دستیابی به درک عمیق‌تر از جریان‌های آشفته در شیر باشد.

REFERENCES

- Chen, J., Li, F., Yang, Y. (2022). An Accurate Mathematical Model and Experimental Research of Pressure Distribution in the Spool Valve Clearance Film. *Mathematical Problems in Engineering*, 11, 1-18. <https://doi.org/10.1155/2022/3524734>
- Domagala, M., Fabis, J. (2023). A Review of the CFD Method in the Modeling of Flow Forces. *Energies*, 16(16), 6059. <https://doi.org/10.3390/en16166059>
- Fei, S., Jia, C., Likun, P., Jie, L. (2021). Experimental Research on the Internal Leakage of Hydraulic Slide Valve. *Fluid Machinery*, 49(7), 1-6. <https://doi.org/10.3969/j.issn.1005-0329.2021.07.001>
- Gómez, I., González-Mancera, A., Newell, B., García-Bravo, J. (2019). Analysis of the Design of a Poppet Valve by Transient Simulation. *Energies*, 12(5), 889. <https://doi.org/10.3390/en12050889>
- Ledvoň, M., Hružík, L., Bureček, A., Poláček, T., Dýrr, F., Kolář, D. (2023). Experimental and Numerical Analysis of Flow Force Acting on the Spool of Proportional Directional Valve. *Processes*, 11(12), 3415. <https://doi.org/10.3390/pr11123415>.
- 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. <https://doi.org/10.3390/en15249418>
- Li, R., Sun, Y., Wu, X., Zhang, P., Li, D., Lin, J. (2023). Review of the Research on and Optimization of the Flow Force of Hydraulic Spool Valves. *Processes*, 11(7):2183. <https://doi.org/10.3390/pr11072183>
- Lisowski, E., Filo, G., Pluskowski, P., Rajda, J. (2023). Flow Analysis of a Novel, Three-Way Cartridge Flow Control Valve. *Applied sciences*, 13, 3719. <https://doi.org/10.3390/app13063719>
- Lisowski, E., Filo, G., Rajda, J. (2024). Adjustment of Proportional Control Valve Characteristics via Pressure Compensation Using Flow Forces. *Energies*, 17, 1546. <https://doi.org/10.3390/en17071546>
- Mao, Q., Jia, X., Liu, Z., Li, G., Cao, Y., Yang, Q. (2024). Study on Steady Flow Force of a Bidirectional Throttling Slide Valve and Its Compensation Optimization. *Applied Sciences*, 14, 11037. <https://doi.org/10.3390/app142311037>
- Kosek, M., Sliwinski, P. (2025). Shaping the Flow Characteristics of a Proportional Directional Valve. *Scientific Reports*, 15, 26036. <https://doi.org/10.1038/s41598-025-08872-9>
- Tang, W., Xu, G., Zhang, S., Wang, R. (2021). Digital Twin-Driven Mating Performance Analysis for Precision Spool Valve. *Machines*, 9(8), 157. <https://doi.org/10.3390/machines9080157>
- Yao, H., Zhang, E., Liu, Y., Du, J., Yin, X. (2025). Design and Experiment of an Automatic Leveling System for Tractor-

- Mounted Implements. *Sensors*, 25, 3707. <https://doi.org/10.3390/s25123707>
- Wang, H., Xu, M., Cao, Z. (2024). Analysis of Underlapped Symmetrically Ported Valve-Controlled Asymmetric Cylinder Drive. *Applied Sciences*, 14, 2870. <https://doi.org/10.3390/app14072870>
- Wang, B., Yang, L., Gao, T., Meng, Q., Xiao, S., Ai, C. (2025). Small Opening Flow Linearity Optimization of High-Pressure and Large-Flow Two-Way Proportional Throttle Valve. *Machines*, 13, 354. <https://doi.org/10.3390/machines13050354>
- Wu, Y., Ruan, Y., Zhang, J., Wang, S., Wang, L., Du, X. (2025). Dual-Variable Control Load-Sensing System for Multi-Way Valves in Hilly and Mountainous Tractors. *Plos One*, 20(5), <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0321940>
- Zhang, J., Lu, Z., Xu, B., Su, Q. (2019). Investigation on the Dynamic Characteristics and Control Accuracy of a Novel Proportional Directional Valve with an Independently Controlled Pilot Stage. *ISA Trans*, 93, 218-230.
- Zhang, H., Liao, Y., Tao, Z., Lian, Z., Zhao, R. (2022). Dynamic Characteristics of a Novel High-Pressure and Large-Flow Water Hydraulic Proportional Valve. *Machines*, 10(1), 37. <https://doi.org/10.3390/machines10010037>
- Zhang, Y., Li, S., Wang, X. (2023). Transient Cavitation Flow Characteristics in a High-Speed Hydraulic Proportional Directional Valve. *International Journal of Mechanical Sciences*, 254, 108432.
- Zhang, S. Z., Lin, Z. H., Chen, S. J., Jin, Z. J., Qian, Z. Y. (2024). Unbalanced Force Analysis on Valve Core Clamping in Hydraulic Spool Valves. *Annals of Nuclear Energy*, 203, 110505. <https://doi.org/10.1016/j.anucene.2024.110505>.