第 52 卷 第 6 期：2719-2728 高电压技术 Vol.52, No.6: 2719-2728
2026 年 6 月 30 日 High Voltage Engineering June 30, 2026
DOI: 10.13336/j.1003-6520.hve.20251397

高压断路器液压操动机构的快速先导阀流场动态特性

钟建英[1]，段晓辉[2]，朱文才[3]，丁孺琦[3]，刘　煜[2]，刘　宇[2]
（1. 中国电气装备集团科学技术研究院有限公司，上海 200072；2. 河南平高电气股份有限公司，平顶山 467000；3. 华东交通大学机电与车辆工程学院，南昌 330013）

摘　要：针对高压断路器操动机构快速先导阀在高压、快速等复杂工况下的流场特性问题，基于 STAR-CCM+软件中的 *k-ε* 湍流模型对快速先导阀的瞬态流场特性进行了数值模拟研究，并通过实验对快速先导阀进口的压力进行对比验证。采用 ICEM 软件提取某型碟簧液压操动机构快速先导阀的流道模型，并通过动网格技术模拟阀口开启过程中的非定常流动，系统分析了不同阀口开度对速度分布、压力波动及涡量的影响规律。研究结果表明：压力监测点的仿真结果与实验数据较相符，验证了模型的准确性；在打开油路的过程中，快速先导阀内的压力波动高达将近 50 MPa；通过增加弹簧筒和阀体之间的间隙对快速先导阀进行改进，改进后的压力波动和阀口最大速度均有所下降。该研究为高压断路器操动机构快速先导阀的动态特性预测及结构优化设计提供了理论依据。
关键词：操动机构；快速先导阀；流场仿真；动网格；*k-ε* 湍流模型

Dynamic Characteristics of Flow Field in Fast-acting Pilot Valve of High Voltage Circuit Breaker Hydraulic Operating Mechanism

ZHONG Jianying[1], DUAN Xiaohui[2], ZHU Wencai[3], DING Ruqi[3], LIU Yu[2], LIU Yu[2]
(1. China Electrical Equipment Group Science and Technology Research Institute Co., Ltd., Shanghai 200072, China;
2. Henan Pinggao Electric Co., Ltd., Pingdingshan 467000, China;
3. School of Mechatronics and Vehicle Engineering, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract: Aiming at the flow field characteristics of the fast-acting pilot valve of the operating mechanism of high-voltage circuit breaker under complex working conditions, such as high pressure and fast speed, we numerically simulated the transient flow field characteristics of the fast-acting pilot valve based on the *k-ε* turbulence model in the STAR-CCM+ software, and comparatively verified the pressure at the inlet of the fast-acting pilot valve through experiments. ICEM software was used to extract the flow channel model of a fast-acting pilot valve of a certain type of disk spring hydraulic operating mechanism, and dynamic mesh technology was used to simulate the unsteady flow during the valve port opening process. The influence laws of different valve port openings on velocity distribution, pressure fluctuations, and vorticity were systematically analyzed. The research results show that the simulation results of the pressure monitoring points are in good agreement with the experimental data, which verifies the accuracy of the model.During the process of opening the oil passage, the pressure fluctuation of the fast-acting pilot valve is as high as nearly 50 MPa.The fast-acting pilot valve is improved by increasing the gap between the spring cylinder and the valve body. After the improvement, both the pressure fluctuation and the maximum speed of the valve port are decreased. This research provides a theoretical basis for the prediction of dynamic characteristics and structural optimization design of fast-acting pilot valves for high-voltage circuit breaker operating mechanisms.
Key words: operating mechanism; fast-acting pilot valve; flow field simulation; dynamic mesh; *k-ε* turbulence model

0　引言

高压断路器作为电网中最为关键的动作型电力设备，同时承担着控制和保护的重要作用[1]。快速液压操动机构采用斥力机构与大流量液压阀的一体化触发技术，显著缩短了机构的启动时间和触点的机械分离时间，同时提升了机构的运行功率与开启速度[2]。采用快速先导阀设计有助于降低断路器的响应时间，提升断路器动作稳定性。另外，随着液压控制技术向智能化、数字化方向不断演进，先导阀的流场分析为其性能评估和结构改进奠定了基

基金资助项目：江西省自然科学基金(20242BAB25260)。
Project supported by Jiangxi Provincial Natural Science Foundation (20242BAB25260).

础，是先导阀技术领域的重点研究方向之一[3]。

针对先导阀动态响应速度较慢的问题，郭大勇等基于其结构特性和工作原理分析，采用 AMESim 仿真平台构建系统模型，并通过参数化仿真方法重点考察了主阀弹簧刚度、弹簧预紧力、气源压力及节流孔尺寸等关键参数对动态响应特性的影响规律[4]。为了提高磁流变先导阀的特性，陈文等对其进行了结构优化，采用圆环形和圆盘形组合式阻尼间隙结构，并使用双激励线圈反向通电的方式，从而优化了磁场分布，提高了磁场利用率[5]。Jang 和 Kang 提出了一种简化的先导式泄压阀结构[6]，通过研究确定了不会产生强冲击波的最小孔径，并明确了孔口直径的有效范围，以确保主阀在各种压力条件下能够稳定开启和关闭，从而避免因强烈冲击波导致的阀门故障、响应性降低及零件损坏等有害影响。张峰玮等针对先导阀空蚀问题展开研究，通过建立多相流空化三维数值模型，系统分析了节流口区域的空化现象和流场特性，进而提出了一种基于多目标优化的新型阀体结构设计方案，有效缓解了空蚀效应[7]。针对新型矿用水压比例阀先导回液阀，李成等采用单相流与气液两相流对比仿真方法，研究了内部流场特性，揭示了气穴现象对阀门流量特性的影响机制[8]。

另外，由于电磁斥力机构具有响应时间短、运动速度快等优点[9]，电磁斥力机构已被广泛用于断路器快速开关中[10]。尹升等研究了一种带退磁线圈的双冗余斥力机构，并对斥力机构的机械特性、磁场和动作时间(约 2 ms)进行了对比分析[11]。王立军等分析了线圈内径、匝数与初始间隙等核心参数对电磁斥力机构动态性能的作用机制[12]。

尽管许多研究已经对先导阀流场的动态特性进行了分析[13-14]，但是对于先导阀应用于高压(大于 55 MPa)且快速(小于 2 ms)的流场特性研究并未见公开报道。因此，本研究通过动网格方法对应用于 250~800 kV 高压断路器操动机构的快速先导阀流场动态特性进行研究，并通过实验数据对比分析验证数值求解模型的有效性，本研究可为提升快速先导阀性能的结构设计优化提供改进思路。

1 求解模型

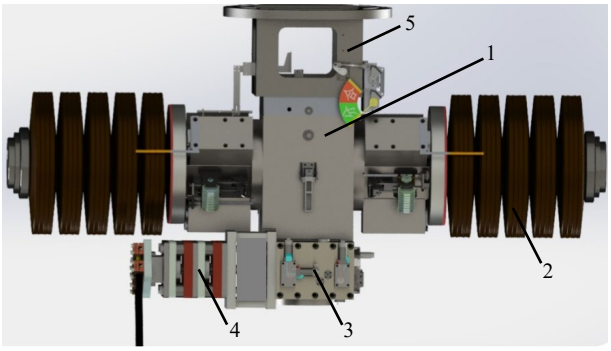
1.1 几何模型

本研究采用的快速先导阀是 CY701-34 型液压碟簧操动机构中的核心控制元件之一，其主要是为了实现高压断路器(技术参数详见表 1)完成快速分闸操作。CY701-34 型液压碟簧操动机构由工作缸、储能、适配、控制、斥力机构等模块构成。为实现液压碟簧操动机构的结构紧凑化，将工作缸置于操动机构的中间位置，其左右两侧对称布置组合碟簧储能模块；液压控制阀集成于工作缸下端，并于其左侧设置斥力机构模块；适配模块则位于工作缸的上方，以便于活塞杆的运动，各部件的具体位置如图 1 所示。工作缸中的活塞杆通过连杆机构与断路器连接，其有杆腔始终处于高压状态，通过控制阀调控无杆腔的油液压力实现断路器的分合闸操作及位置保持。机构的储能模块通过电机油泵将液压油送入高压腔室，压缩组合碟簧形成高压油，储能达到预设压力值后电机自动停止，液压系统保持住压力，为断路器分合闸储备好能量。控制阀模块主要由主阀、快速先导阀、电磁先导阀等组成。本研究所采用的高压断路器操动机构的液压控制回路是三级阀控制系统，三级阀控制系统承担高压断路器的常规分合闸操作。高压断路器液压操动机构原理图如图 2 所示，其中一级先导阀为电磁阀，二级放大阀和三级主阀的控制腔相互连通，并由主阀控制工作缸的运动，Xu 等对该液压控制系统的工作原理展

表 1 高压断路器主要技术参数

Table 1 Main technical parameters of high voltage circuit breaker

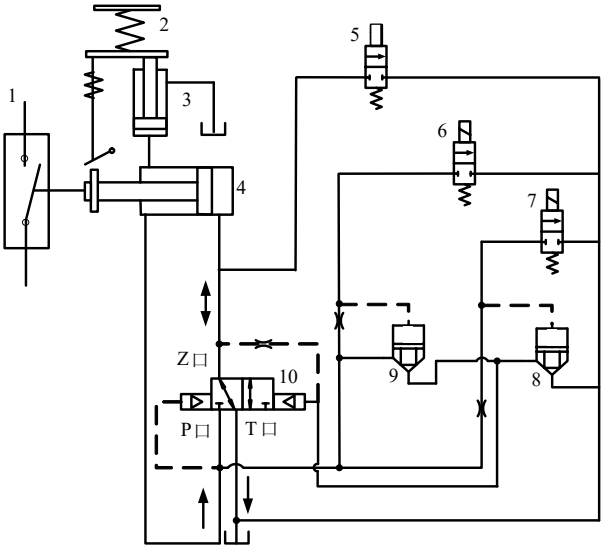
参数	数值
分闸时间/ms	≤9
合闸时间/ms	≤60
电压等级/kV	550
活塞杆行程/mm	180
活塞面积/mm^2	5 675
工作油压/MPa	56



1—工作缸；2—碟簧储能；3—控制阀；4—斥力机构；5—适配模块

图 1 液压碟簧操动机构

Fig.1 Hydraulic disc spring operating mechanism



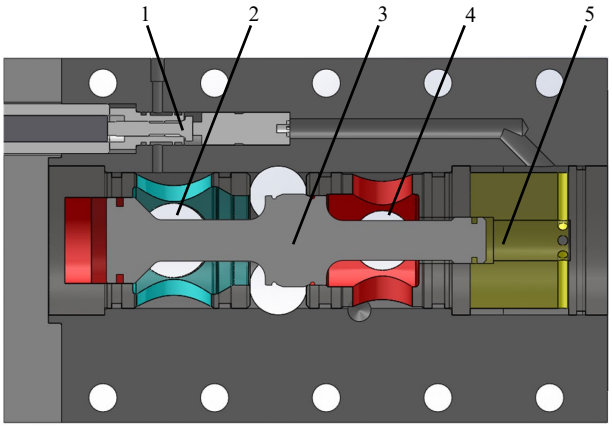
1—断路器；2—储能碟簧；3—储能油缸；4—工作缸；5—快速先导阀；6—合闸先导阀；7—分闸先导阀；8—分闸二级阀；9—合闸二级阀；10—主阀

图 2　高压断路器液压操动机构原理图

Fig.2　Schematic diagram of the hydraulic operating mechanism of high-voltage circuit breakers

开了详细阐述[15]。此外，为实现对油路的快速开启，CY701-34 型液压碟簧操动机构专门设置了快速先导阀。为使操动机构结构紧凑，将快速先导阀与主阀进行一体化设计。快速先导阀的入口连接主阀的控制腔、出口直接回油箱，是高压断路器实现快速(或紧急)分闸动作的关键控制元件。

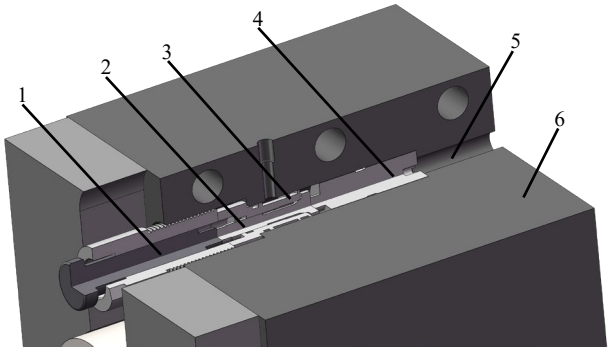
本研究的高压断路器液压控制阀剖面图如图 3 所示。快速先导阀集成在主阀的阀体内，其入口连通主阀的控制腔，出口与低压腔连通。主阀芯的左、右两端分别与高压腔和控制腔相通。通过主阀芯的左右移动来切换无杆腔的高压与低压状态，从而实现断路器分合闸操作的目的。为了更清晰地阐明快速先导阀的结构和工作原理，图 4 给出了快速先导阀的结构图，其主要由顶杆、阀芯、阀座、弹簧筒以及阀体等组成。快速先导阀的阀芯在受到顶杆的推力作用快速向右移动，主阀的控制腔与低压腔连通，控制腔的压力迅速降低，从而达到快速打开油路的目的。快速先导阀能更快速地打开油路，主要是由于采用 1 个斥力(或磁力)装置替代传统的电磁铁作为快速启动模块，由快速启动模块直接驱动快速先导阀的阀芯，且为了避免排油困难，斥力装置在推动主阀芯之前会先打开先导阀。快速先导阀是 1 个锥阀结构，阀口两端分别与主阀的控制腔和系统低压腔(T 口)连通，阀芯在快速启动模块的作用下迅速打开。



1—快速先导阀；2—低压腔；3—主阀芯；4—高压腔；5—控制腔

图 3　液压控制阀

Fig.3　Hydraulic control valve

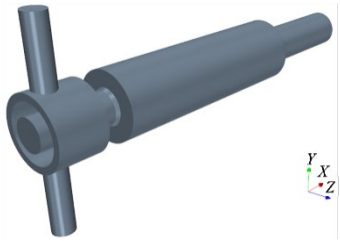


1—顶杆；2—阀芯；3—阀座；4—弹簧筒；5—控制腔；6—阀体

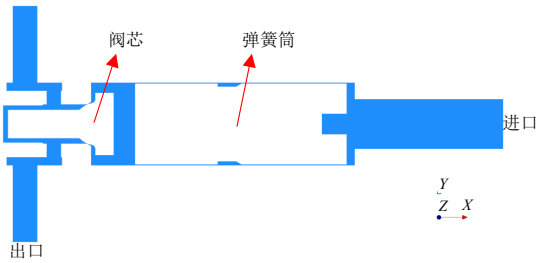
图 4　快速先导阀

Fig.4　Fast-acting pilot valve

通过 ICEM 软件提取了快速先导阀的流道几何特征，在保证不影响模拟结果的前提下对模型进行了适当的简化。将弹簧筒与阀芯接触的突起结构进行了删除以实现阀芯通过动网格技术进行移动，提取的快速先导阀流道结构如图 5 所示。快速先导阀采用锥形阀结构，其主要结构参数如表 2 所示。其中，进口直径为 12 mm，出口直径为 6 mm，阀芯行程为 4.5 mm，弹簧筒与阀体之间的间隙为 0.5 mm。该阀的进出口分别与主阀控制腔和系统低压腔(油箱)连通。当断路器需要快速断开时，斥力机构动作并推动顶杆迅速移动。由于顶杆与阀芯直接接触，阀芯在顶杆推力的作用下快速向右运动，使先导阀的阀口迅速开启。此时，控制腔与低压腔连通，控制腔内压力迅速下降，主阀芯右端受力下降而向右移动，使得工作缸无杆腔与低压腔接通，



(a) 计算域



(b) 截面

图 5 快速先导阀模型

Fig.5 Model of fast-acting pilot valve

表 2 快速先导阀主要参数

Table 2 Main parameters of fast-acting pilot valve

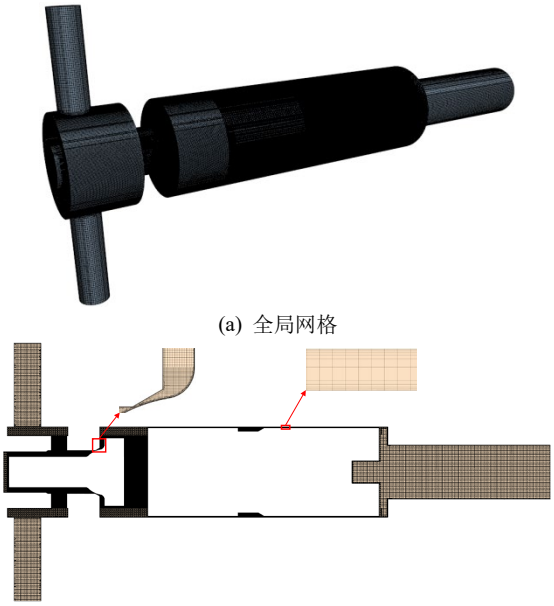
参数	数值
进口直径/mm	12
出口直径/mm	6
阀座内直径/mm	9.5
阀芯行程/mm	4.5
弹簧筒长度/mm	53.3
弹簧筒直径/mm	19.5

无杆腔的压力快速下降，从而实现断路器迅速断开的目的。

在实际工况下，快速先导阀的阀芯与阀体处于紧密贴合状态。然而，在进行流场仿真分析时，为模拟阀芯运动过程，须在接触面间预留必要的运动间隙。因此，本研究将阀芯的初始位置向右平移，平移后阀芯与阀体之间的最小距离为 0.08 mm。考虑到动网格方法中重叠网格的计算要求，本研究基于实验测试的几何模型，利用 SolidWorks 软件对阀芯的几何模型进行等距曲面操作，将阀芯的厚度也设置为 0.08 mm。

1.2 网格划分

为实现计算效率与模拟精度的平衡，本研究采用局部网格加密技术对复杂几何区域进行针对性处理。针对阀体的不规则复杂结构，采用中空或者实心的圆柱体进行网格加密处理。与阀芯重叠网格的阀体区域网格加密尺寸为 0.16 mm(最大网格尺寸)，弹簧筒与阀体壁面之间的加密区域网格尺寸为 0.08 mm。由于阀口对流场特性影响至关重要，所以将阀口的网格尺寸设定为最小，阀口的加密网格尺寸为 0.04 mm。阀芯的最大网格尺寸也设置为 0.04 mm。所有的最小网格尺寸都设置为最大网格尺寸的 1/8。边界层网格厚度设置为 0.06 mm，边界层网格增长率设定为 1.5。建立的流场计算模型网格数量总共为 2 215 万，其中阀体区域的网格数为 1 785 万，阀芯区域网格数为 430 万，如图 6 所示。



(a) 全局网格

(b) 截面网格

图 6 快速先导阀网格

Fig.6 Grid of fast-acting pilot valve

1.3 仿真模型

STAR-CCM+是一款多物理场计算流体力学仿真软件，其提供了高度集成的一体化平台，从几何处理、网格生成、物理场设置、求解计算到后处理分析均能在同一界面中完成。此外，该软件通过快速、可靠、可重复且高保真的自动化网格划分技术可显著缩短前处理时间，再加上其提供行业前沿的动网格技术，只须通过定义场函数并调用集成的运动模型，即可实现阀芯运动过程的模拟。因此，本研究选用商业软件 STAR-CCM+对快速先导阀的动态流场进行仿真分析。在这项研究中，采用液压阀模拟中常用的 k-ε 湍流模型[16-18]。该模型是一种双方程模型，通过求解湍流动能(k)和湍流耗散率(ε)的运动方程来确定湍流涡黏度，是目前工业应用中最广泛使用的湍流模型之一，其湍流动能 k 及耗散率 ε 的控制方程为：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\nabla\cdot(\rho k\bar{\boldsymbol{v}})=\nabla\cdot\left(\left(\mu+\frac{\mu_{\mathrm{t}}}{\sigma_{\mathrm{k}}}\right)\nabla k\right)+P_{\mathrm{k}}-\rho(\varepsilon-\varepsilon_0)+S_{\mathrm{k}} \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon)+\nabla\cdot(\rho\varepsilon\bar{\boldsymbol{v}})=\nabla\cdot\left(\left(\mu+\frac{\mu_{\mathrm{t}}}{\sigma_{\varepsilon}}\right)\nabla\varepsilon\right)+\frac{1}{T_{\mathrm{e}}}C_{\varepsilon1}P_{\varepsilon}-C_{\varepsilon2}f_2\rho\left(\frac{\varepsilon}{T_{\mathrm{e}}}-\frac{\varepsilon_0}{T_0}\right)+S_{\varepsilon} \tag{2}$$

式中：$\bar{\boldsymbol{v}}$ 和 μ 分别为平均速度和动态黏度；σ_{k}、σ_{ε}、$C_{\varepsilon1}$ 和 $C_{\varepsilon2}$ 为模型系数；P_{k} 和 P_{ε} 为湍流动能 k 的产生项；μ_{t} 为湍涡黏度；ε_0 为源项中的环境湍流数值；T_0 为特定时间尺度；T_{e} 为大涡时间尺度；f_2 为阻尼函数；S_{k} 和 S_{ε} 为用户自定义的源项。数值模拟的参数设置与实验测试的工作条件保持一致。液压油为不可压缩的牛顿流体，液体的密度 ρ 设为 850 kg/m^3，动力粘度 μ 为 0.02 Pa·s。求解的时间步长设定为 1.0×10^{-5} s。参考压力设定为环境大气压，即 101 325 Pa。

壁面边界条件均设置为无滑移的壁面。进口边界条件设定为质量流量进口，出口边界条件设置为恒定压力出口。在数值计算中，快速先导阀与主阀控制腔连通的压力通过控制进口流体的流量来实现。通过设定的进口流量(质量流量)，数值求解器根据连续性方程以及动量方程求解出相应的入口压力分布，从而驱动流体进入计算域。由于需要与实验测试的压力相对应，因此通过调整入口的质量流量来实现。仿真求解设定的入口质量流量如图 7 所示，并通过定义场函数且线性插值的方法实现入口质量流量的设定。由于为了实现阀芯的移动采用的动网格技术需要在阀芯与阀体之间存在一定的间隙，所以在时间 t=0 ms 时需要一定的流体流动才能保证与实验测试的压力相同，初始时的质量流量 Q 为 0.16 kg/s。质量流量在 t=1.4 ms 时最大，且此时刻的质量流量为 1.66 kg/s。

阀芯的动态运动过程通过动网格技术来实现，并在阀体与阀芯之间设置了重叠网格界面。根据实验测试阀杆的行程曲线，通过数值微分方法得到阀芯的移动速度随时间的变化关系曲线，如图 8 所示。同样采用线性插值的方法对数据点进行拟合，进而定义阀芯移动速度的场函数。模拟开始时，阀芯向右运动，当阀芯运动到 t=1.33 ms 之后，阀芯处于最右端位置，随后阀芯停止运动并保持静止状态。

1.4 模型验证

为了确保采用的数值方法能准确地模拟快速先导阀的动态流场，将数值结果与实验测量值进行比较。如图 9 所示，阀芯从 t=0 ms 之后开始移动，由于阀芯刚开始时运动速度相对比较慢，且主阀芯与斥力机构的推板之间有一个相对较大的间隙，在物理结构上保证快速先导阀在主阀运动前打开，因此在初始阶段实验测试的压力基本保持不变。为获取控制腔快速泄压过程中的压力数据，在流场相对稳定的直管段安装压力传感器以实时监测压力。测试中使用了高采样频率的压电传感器，传感器型号为 NKHP900，量程为 0~100 MPa，固有频率达 200 kHz，利用开关特性测试仪 ACTAS 完成整个动作特性及压力信号的采集。根据实验测试压力点的位置，在如图 9(a)所示对应的位置对仿真模拟的压力进行监测。

由于数值仿真在求解的初始阶段存在一定的波动，所以在 0.2 ms 之前数值模拟的压力值波动比较大。数值模拟计算的压力在实验测试值的一定范

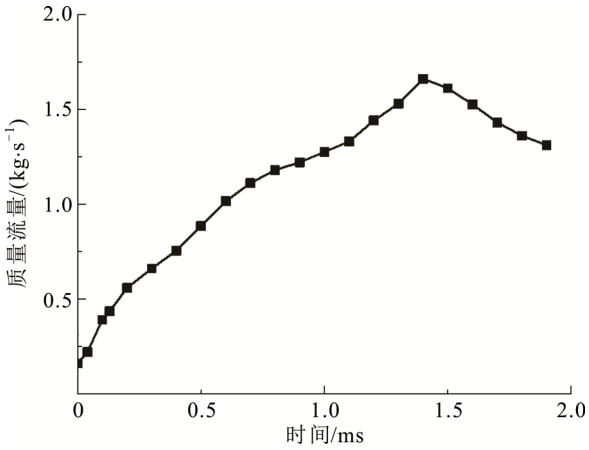


图 7 入口质量流量

Fig.7 Inlet mass flow rate

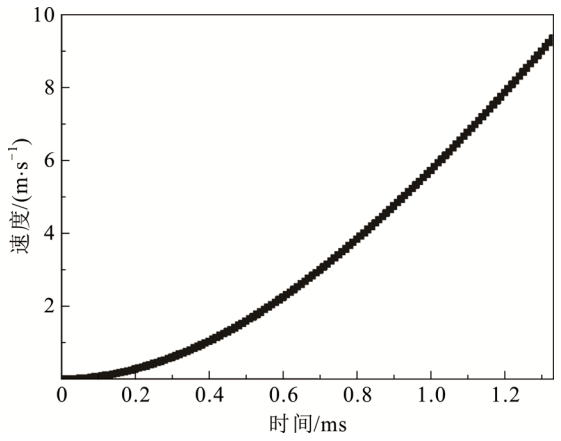
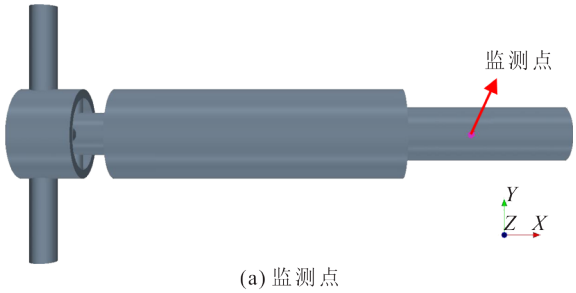
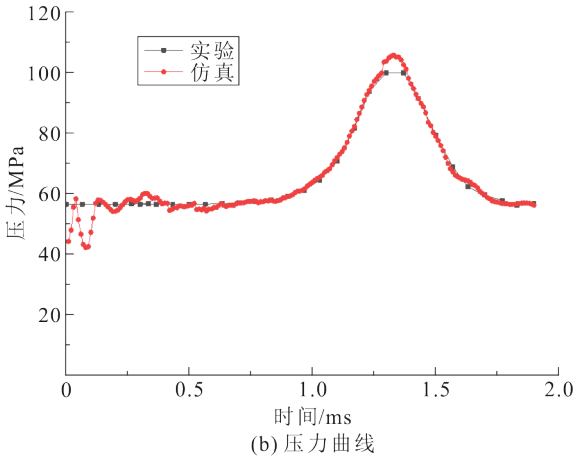


图 8 阀芯速度

Fig.8 Speed of valve spool



(a) 监测点



(b) 压力曲线

图 9 仿真与实验对比

Fig.9 Comparison between simulation and experiment

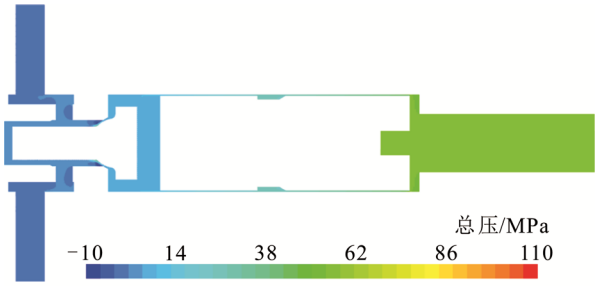
围内上下波动。随着阀芯向右移动，监测点的压力不断增大。因为实验所采用的压力传感器量程上限是 100 MPa，所以实验测试的数据显示的最大压力是 100 MPa，而实际已经稍微超过了 100 MPa。仿真得出的最大压力发生在 t=1.33 ms 时刻，此时的仿真压力为 105 MPa。快速先导阀在打开油路时，其压力波动很大。随后压力逐渐下降。当阀芯运动到 t=1.33 ms 之后，阀芯处于最右端位置，随后近似处于静止状态。由于快速先导阀的阀芯受到弹簧力的作用，阀芯在 t=1.9 ms 之后开始向左移动。从图 9 中可以看出，数值仿真计算的压力与实验测得的压力误差较小。

2 求解分析

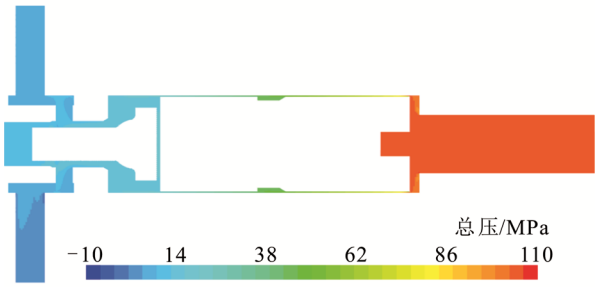
快速先导阀内流场呈现高度动态特性，阀芯运动时伴随液压油的高速流动，导致压力场与速度场呈现显著瞬态变化。压力梯度随阀芯移动会产生剧烈波动，流速分布呈现出三维非定常特性，局部可能会产生漩涡等复杂现象。通过动态流场仿真研究，能够揭示阀内瞬态流动特性，掌握压力、流速等关键参数的演变规律，从而指导快速先导阀的结构优化与性能提升。

2.1 压力分布

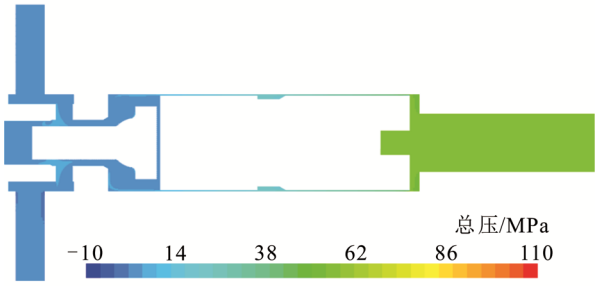
图 10 展示了快速先导阀的阀芯运动过程中流场的压力分布情况。在阀口刚开启阶段，由于阀口开度较小，流量较低，弹簧筒与阀体壁面之间间隙流道的降压效果并不明显，如图 10(a)所示。随着阀口开度不断增大，弹簧筒与阀体壁面的间隙流道起到明显的节流降压作用。间隙流道结构能有效降低了阀芯承受的冲击压力，避免压力波动引起的阀芯震荡。由于入口附近的流道截面面积保持不变，且管道直径较大，流速相对较低，因此入口附近区域的流体压力基本保持稳定，波动较小。从图中可以看出，对于快速先导阀而言，与主阀控制腔直接连接的管道内压力一直处于高压状态，在 t=1.33 ms 时更是高达 105 MPa。在 t=1.9 ms 时，由于阀口开度比较大，所以在阀芯附近以及出口处的压力变化相对比较小。



(a) t=0.6 ms



(b) t=1.33 ms



(c) t=1.9 ms

图 10 压力分布

Fig.10 Pressure distribution

2.2 流速分布

本研究对 3 种典型状态下的流场分布情况进行分

析，即阀芯移动的初期 t=0.6 ms、阀口具有一定开度 t=0.8 ms 以及阀芯处于最右端位置时 t=1.33 ms，如图 11 所示。在 t=0.6 ms 时刻，液压油流经弹簧筒后在阀芯的底部上下两侧形成 2 个较大的漩涡，并且由于阀芯刚开始移动时，阀口开度比较小，所以液压油流经阀口时流速急剧增加，且高速流沿着阀芯壁面流动。随着阀芯向右移动，阀口开度不断增加，阀芯底部两侧的漩涡向左转移，在 t=0.8 ms 时刻，阀口处的流速明显有所下降，高速液压油流经弹簧筒与阀体间隙后贴着阀体壁面流向阀口，经过阀口后再沿着阀芯壁面流向出口。当阀口完全打开时，即 t=1.33 ms 时刻，阀芯上下两侧的漩涡明显增大。高压大流量液压油因流向突变形成强烈涡流，由此产生的瞬态液动力易引发结构冲击、表面磨损及流体噪声问题。另外，由于设计的弹簧筒与阀体之间的间隙仅为 0.5 mm，间隙比较小，所以弹簧筒与阀体之间的流体流速一直处于较高的运动状态。

2.3 阀口涡量

高涡量区域通常与强烈的剪切运动、局部低压区以及气穴现象密切相关，是导致流动能量损失、诱发高频噪声及影响阀芯运动稳定性的根源。因此，分析不同时刻阀口附近的涡量分布情况，如图 12 所示。在弹簧筒与阀体之间的流道中以及阀腔内拐角附近，因流体受到强烈剪切作用，从而产生一定的高涡量区域。当阀口开度较小时，流通截面狭窄，流体经过阀口时流速急剧增大，剪切层发展显著，导致高涡量区域主要集中在阀口附近的射流区域，如图 12(a)所示。随着阀口开度不断增大，流通面积增加，流速分布趋于平缓，高涡量区域逐渐向下游扩展，并向阀口尾流区域转移，如图 12(b)所示。当阀口完全打开后，流动分离现象大幅降低，阀口附近的速度梯度降低，因此高涡量区域几乎消失，整个流场呈现出更为均匀的流动结构，如图 12(c)所示。

2.4 模型改进

为解决在快速分闸实验时控制腔瞬时高压(>100 MPa)引起合闸二级阀意外开启的问题，本研究通过将弹簧筒与阀体间的间隙尺寸增大 20%进行结构改进，并对比分析改进前后快速先导阀的流速分布、压力特性及旋涡结构的变化规律。在入口流量与阀芯移动速度保持不变的工况下，模拟求解得出弹簧筒与阀体之间间隙 c 为 0.5 mm 和 0.6 mm 时监测点的压力情况，如图 13 所示。在先导阀快速泄压过程中，尽管系统的入口流量保持恒定，但改进后的快速先导阀监测点的压力却出现了明显下降。具体表现为：整个过程的平均压力下降了 24%，且

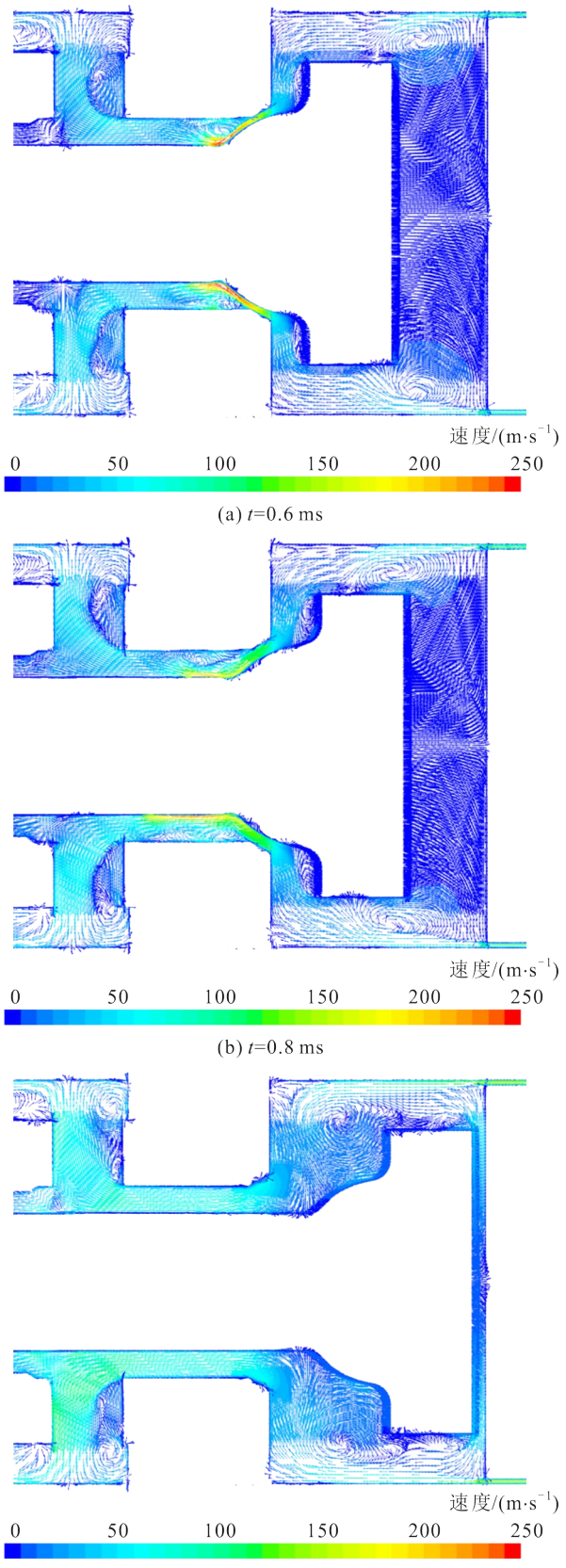
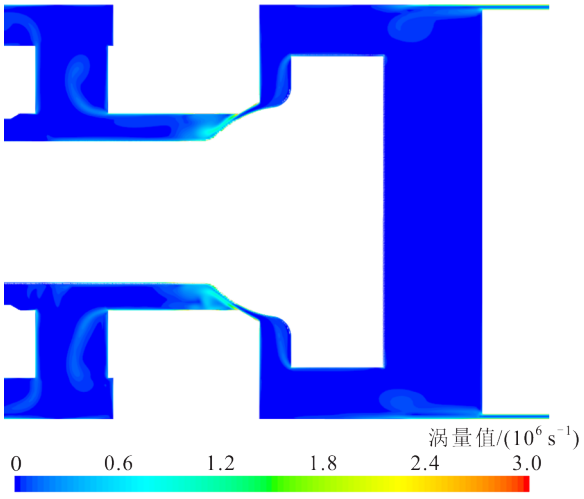
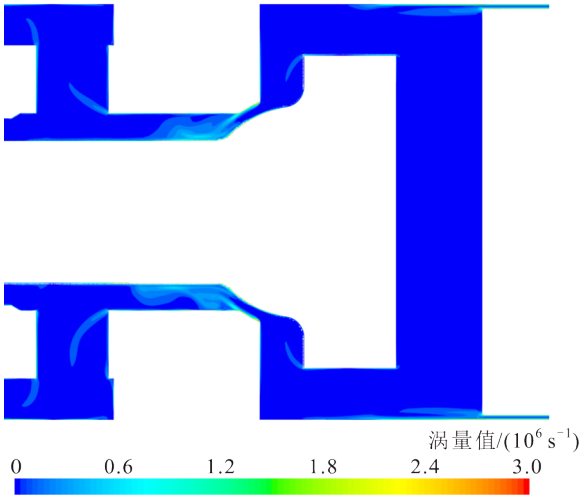


图 11 速度分布

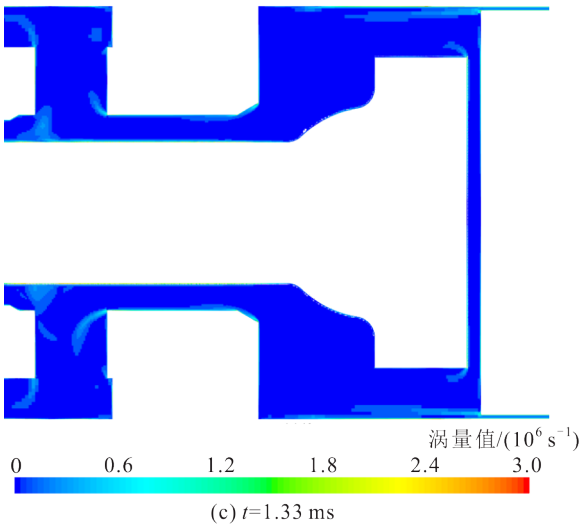
Fig.11 Velocity distribution



(a) t=0.6 ms



(b) t=0.8 ms



(c) t=1.33 ms

图 12 涡量云图

Fig.12 Vorticity contour

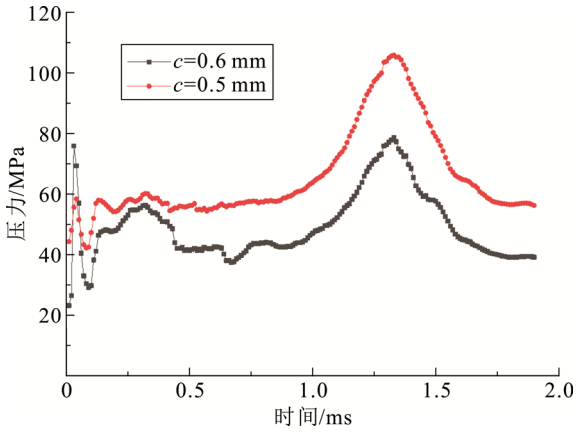


图 13 压力对比

Fig.13 Pressure comparison

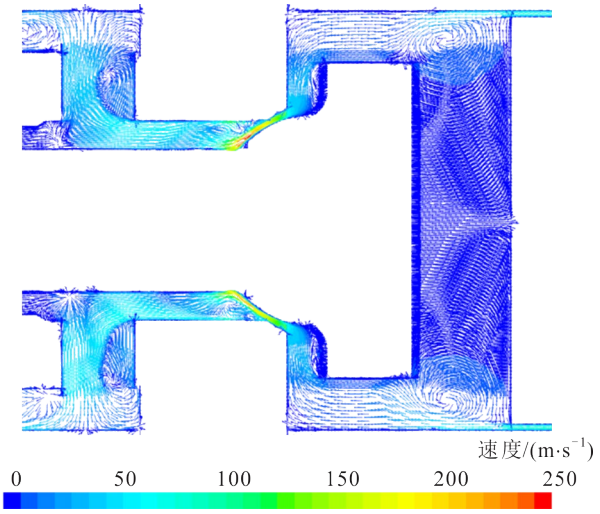


图 14 间隙 0.6 mm 的速度矢量图

Fig.14 Velocity vector with a gap of 0.6 mm

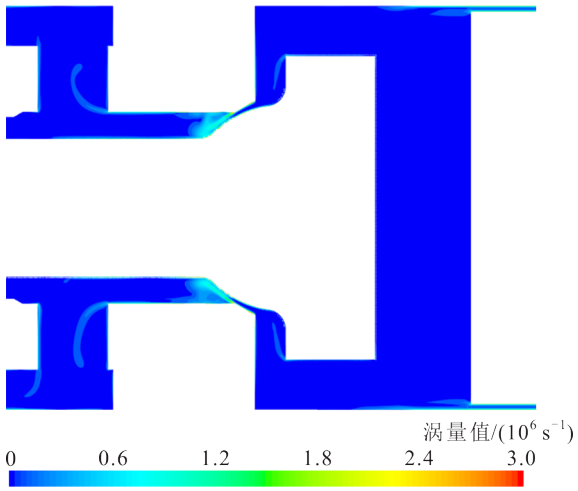


图 15 间隙 0.6 mm 的涡量云图

Fig.15 Vorticity contour with a gap of 0.6 mm

泄压时产生的峰值压力(最高压力值)更是降低了26%。

图 14 和图 15 给出了 t=0.6 ms 时弹簧筒与阀体之间的间隙增大至 0.6 mm 的流体速度矢量及涡量分布情况，与间隙为0.5 mm(见图 11)对比可以看出，

两者整体流动趋势基本一致，但在阀口处流体的最大速度有所降低，这表明通过模型改进后，阀口处的流速相对更加均匀一些。与图 12(a)对比可以得出，改进模型(c=0.6 mm)的高涡量区域还是主要集中在阀口附近的射流区域，且在阀腔内拐角附近会产生一定的涡流。与间隙为 0.5 mm 相比，改进模型的区别在于弹簧筒与阀体间隙的尾流区域附近以及阀腔内的拐角附近，且改进模型(c=0.6 mm)的涡量明显比原模型(c=0.5 mm)的涡量低，其主要是因为间隙增大，在流量不变的情况下，间隙内的流体速度有所下降。

3 结论

1）快速先导阀的阀芯从开启到阀口开度最大运动时间为 1.33 ms。仿真得出的最大压力发生在t=1.33 ms 时刻，此时的压力为 105 MPa。快速先导阀在打开油路的过程中，其压力波动高达将近 50 MPa。

2）阀芯运动初期(t=0.6 ms)，阀口开度较小，液压油流速急剧增加。弹簧筒与阀体的间隙流道具有显著的节流降压作用。

3）通过对弹簧筒与阀体之间的间隙尺寸增加 20%后，快速先导阀产生的峰值压力降低了 26%，阀口处流体的最大速度有所降低，流速相对更加均匀。

参考文献 References

[1] 赵书涛，黄伟杰，刘会兰，等. 高压断路器触头烧蚀及电寿命评估研究综述[J]. 高电压技术，2024，50(2)：489-502.
ZHAO Shutao, HUANG Weijie, LIU Huilan, et al. Review of research on contact ablation and electrical life assessment of high-voltage circuit breakers[J]. High Voltage Engineering, 2024, 50(2): 489-502.

[2] 邹焕成，林莘，钟建英，等. 550 kV 快速断路器液-机-气整机联合仿真[J]. 高电压技术，2024，50(3)：1003-1013.
ZOU Huancheng, LIN Xin, ZHONG Jianying, et al. Co-simulation of liquid-machine-gas machine of 550 kV fast circuit breaker[J]. High Voltage Engineering, 2024, 50(3): 1003-1013.

[3] 张喆，廉自生，王雷雷，等. 基于 3D 打印技术的支架集成先导阀流道优化[J]. 机床与液压，2025，53(2)：77-84.
ZHANG Zhe, LIAN Zisheng, WANG Leilei, et al. Flow path optimization of support integrated pilot valve based on 3D printing technology[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2025, 53(2): 77-84.

[4] 郭大勇，司国雷，周亚玲. 气动先导阀动态特性仿真优化研究[J]. 机床与液压，2024，52(11)：204-210.
GUO Dayong, SI Guolei, ZHOU Yaling. Simulation and optimization study on dynamic characteristics of pneumatic pilot valve[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2024, 52(11): 204-210.

[5] 陈文，吴张永，张莲芝，等. 双线圈磁流变先导阀设计与性能研究[J]. 液压与气动，2019，43(1)：110-116.
CHEN Wen, WU Zhangyong, ZHANG Lianzhi, et al. Design and performance study of double coil magnetorheological pilot valve[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2019, 43(1): 110-116.

[6] JANG S C, KANG J H. Orifice design of a pilot-operated pressure relief valve[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2017, 139(3): 031601.

[7] 张峰玮，王国志，齐天星，等. 先导阀空化特性研究及结构优化[J]. 机床与液压，2025，53(1)：116-123.
ZHANG Fengwei, WANG Guozhi, QI Tianxing, et al. Cavitation characteristics research and structure optimization of pilot valve[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2025, 53(1): 116-123.

[8] 李成，廖瑶瑶，袁红兵，等. 矿用水压先导阀阀口流量特性仿真研究[J]. 液压与气动，2020，44(3)：16-21.
LI Cheng, LIAO Yaoyao, YUAN Hongbing, et al. Flow characteristics of hydraulic pilot valve port for mining[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020, 44(3): 16-21.

[9] 徐党国，彭兆伟，黄诗洋，等. 机械式直流断路器用快速电磁斥力机构设计仿真与优化[J/OL]. 高压电器，2025：1-10[2025-05-22]. https://link.cnki. net/urlid/61.1127.TM. 20231117.0919.002.
XU Dangguo, PENG Zhaowei, HUANG Shiyang, et al. Design simulation and optimization of fast electromagnetic repulsion mechanism for mechanical DC circuit breaker[J/OL]. High Voltage Apparatus, 2025: 1-10[2025-05-22]. https://link.cnki. net/urlid/61.1127. TM. 20231117.0919.002.

[10] 翟晨乐，王亦堃，马星，等. 基于复合斥力盘的电磁斥力机构运动特性[J]. 高电压技术，2025，51(6)：3076-3088.
ZHAI Chenle, WANG Yikun, MA Xing, et al. Motion characteristics of electromagnetic repulsion mechanism based on composite repulsion disk[J]. High Voltage Engineering, 2025, 51(6): 3076-3088.

[11] 尹升，李志兵，田宇，等. 快速断路器液压机构用双冗余斥力脱扣装置设计[J]. 电工技术学报，2025，40(2)：598-609.
YIN Sheng, LI Zhibing, TIAN Yu, et al. Design of dual redundant repulsion mechanism for hydraulic mechanism of fast circuit breakers[J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2025, 40(2): 598-609.

[12] 王立军，王宏达，马金伟，等. 40.5 kV/50 kA 真空开关用双层线圈式快速斥力机构驱动技术的仿真研究[J]. 高压电器，2023，59(6)：25-32.
WANG Lijun, WANG Hongda, MA Jinwei, et al. Simulation research on driving technology of double-layer coil fast repulsive mechanism for 40.5 kV/50 kA vacuum switch[J]. High Voltage Apparatus, 2023, 59(6): 25-32.

[13] ZHANG P, TAO Y, YANG C H, et al. Transient characteristics simulation and flow-field analysis of high-pressure pneumatic pilot-driven on/off valve via CFD method[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2024, 97: 102620.

[14] 刘闯，臧家林，姚怀宇，等. 超压工况主蒸汽阀站先导阀的动态特性研究[J]. 液压与气动，2022，46(10)：24-30.
LIU Chuang, ZANG Jialin, YAO Huaiyu, et al. Dynamic characteristics analysis on pilot valve of main steam valve set under overpressure working condition[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2022, 46(10): 24-30.

[15] XU B, DING R Q, ZHANG J H, et al. Modeling and dynamic characteristics analysis on a three-stage fast-response and large-flow directional valve[J]. Energy Conversion and Management, 2014, 79: 187-199.

[16] PENG J H, SAHA B K, SHAKIB S N, et al. A numerical analysis of pressure characteristics in the deflector jet pilot stage valve with an innovative deflector deflection[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2024, 99: 102674.

[17] YANG Y, ZHANG Z M, CHEN Y L, et al. Simulation analysis and experimental research on mechanical properties of water hydraulic ball poppet valve[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2023, 45(1): 36.

[18] 粟立静，马军，曾尧，等. 高压隔膜泵单向阀流场与阀芯运动的动态耦合特性分析[J]. 振动与冲击，2025，44(3)：115-123.
SU Lijing, MA Jun, ZENG Yao, et al. Dynamic coupling characteristics analysis of flow field and valve disc movement in high pressure diaphragm pump check valve[J]. Journal of Vibration and Shock, 2025, 44(3): 115-123.



钟建英
1975—，女，博士，教授级高工，博导
主要从事电力装备、高压输电、柔性输电技术方面的研究工作
E-mail: zhongjianying@cee-group.cn

ZHONG Jianying
Ph.D., Professor



朱文才(通信作者)
1992—，男，博士，讲师，硕导
主要从事主要从事流体传动与控制、计算流体力学等方面的研究工作
E-mail: wencai_zhu@163.com

ZHU Wencai
Ph.D.
Corresponding author

收稿日期 2025-09-23 修回日期 2025-12-26 编辑 曾文君