

液压伺服阀阀芯的动态特性分析与多目标优化

桂肃尧¹, 张轩¹, 张仕双¹, 傅波¹, 凌明祥²

(1. 四川大学机械工程学院, 610065, 成都; 2. 中国工程物理研究院总体工程研究所, 621900, 四川绵阳)

摘要: 为了提高液压伺服阀的动态响应特性, 对液压伺服阀的阀芯结构进行了多目标优化研究, 建立了阀芯结构参数与作用力之间的数学模型。以阀芯动态响应的超调量、振荡次数和上升时间作为优化目标, 以阀芯的优化结构参数作为设计变量, 数学地描述了阀芯动态特性多目标优化问题。分别采用 NSGA-II、SPEA2 两种多目标进化算法与 Simulink 相结合对阀芯进行优化, 评估了两种多目标进化算法的表现, 得到了阀芯的最优设计参数。采用 CFD、Simulink 仿真验证了优化效果, 结果表明: 对应液压伺服阀入口压力工况为 7、14、21 MPa 时, 作用在优化后阀芯上的稳态液动力相比优化前下降了 37.10%、34.39%、30.53%; 优化后的上升时间平均降低了 3.77 ms, 平均改善了 61.74%; 优化后的超调量平均改善了 9.41%。

关键词: 伺服阀; 动态响应; 多目标进化算法; Simulink 仿真

中图分类号: TH137 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202212004 **文章编号:** 0253-987X(2022)12-0033-13

Dynamic Characteristic Analysis and Multi-Objective Optimization of Hydraulic Servo Valve Spool

GUI Suyao¹, ZHANG Xuan¹, ZHANG Shishuang¹, FU Bo¹, LING Mingxiang²

(1. School of Mechanical Engineering, Sichuan University, Chengdu 610065, China;

2. Institute of Systems Engineering, China Academy of Engineering Physics, Mianyang, Sichuan 621900, China)

Abstract: In order to improve the dynamic response characteristics of the hydraulic servo valve, a multi-objective optimization study is conducted on the spool structure of the hydraulic servo valve. A mathematical model between the structural parameters of the spool and the force acting on the spool is established. The multi-objective optimization problem of the dynamic characteristics of the spool is described mathematically with the overshoot, number of oscillations and rise time of the spool as the optimization objectives and the structural parameters of the spool as the design variables. Two multi-objective evolutionary algorithms, namely NSGA-II and SPEA2, are employed in combination with Simulink to optimize the spool. The performances of these two multi-objective evolutionary algorithms are evaluated and the optimal design parameters for the spool are determined. CFD and Simulink simulation are employed to verify the optimization. The results show that when the inlet pressure of the servo valve is set at 7 MPa, 14 MPa and 21 MPa, the steady-state flow force acting on the optimized spool decreases by 37.10%, 34.39%, and 30.53% compared with unoptimized spool. The optimized rise time is reduced by an average of 3.77 ms and improved by an average of 61.74%. The optimized overshoot is

improved by an average of 9.41%.

Keywords: servo valve; dynamic response; multi-objective evolutionary algorithm; Simulink

液压伺服阀是伺服控制系统中的关键元件,起着电液转换和功率放大的作用。液压伺服阀性能直接影响伺服控制系统的控制精度和响应速度,因此提高液压伺服阀的性能具有重要意义。

国内外研究者主要从两个方面对液压伺服阀的性能进行了优化研究。一个研究旨在通过提高液压伺服阀的驱动器性能,来提高液压伺服阀的整体性能。李铁栓等采用多目标模拟退火算法对高速电磁阀的电磁驱动器进行了优化设计,并通过仿真证明了优化后电磁阀的性能提升^[1]。范立云等采用多目标算法对高速电磁阀的电磁驱动器以及弹簧等部件进行了优化设计,优化后阀的整体性能有了明显提升^[2]。Sangiah等提出使用压电驱动器代替传统的电磁驱动器,可以降低伺服阀的重量、复杂性和成本^[3]。另一个研究则是通过优化液压伺服阀的结构,从而提高液压伺服阀的性能。在液压伺服阀的工作过程中,阀内存在着驱动力、液动力、阻力等多种力,这些力直接影响阀的工作性能。因此可以通过优化液压伺服阀的结构,进而优化阀内的干扰力,提高液压伺服阀的性能。国内外许多学者在这方向做出了研究,Simic等通过实验证明了可以通过对阀芯和阀座适当的几何优化设计,来减小液压阀中的液动力^[4]。曹秉刚等通过实验测量并分析了作用在内流式锥阀上的液动力^[5]。翼宏等采用CFD方法研究了非全周开口滑阀阀口全行程的压力流量和液动力特性^[6]。王安麟等通过CFD仿真分析了流道结构参数对瞬态液动力的影响,并且通过对阀芯和阀套进行几何结构优化,从而降低了瞬态液动力^[7]。郑长松等采用CFD的方式对某型装甲车辆综合传动缓冲换挡阀所受的稳态液动力进行了研究,提出减小轴颈直径的方式来减小阀芯所受的稳态液动力^[8]。谢海波等通过CFD仿真的方式研究了阀口倒角对内流式锥阀液动力的影响,结果表明,阀口倒角结构变化对阀芯所受液动力有非常大的影响,尤其是在小开度时,而阀口倒角的结构变化对阀的压降几乎没有影响^[9]。张俊俊等优化了滑阀均压槽的位置以及结构尺寸,从而降低了液压卡紧力^[10]。王晓凯采用CFD仿真对作用在液压换向阀阀芯上的稳态液动力进行了研究,结果表明,由于稳态液动力分布不均匀导致阀芯整体偏心从而产生液压卡紧力^[11]。任恒等采用正交实验与数值模拟相

结合的方法对先导式比例减压阀的动态特性进行优化,结果表明,通过改变阀的结构参数能够有效改善阀的动态特性^[12]。吴珊等采用遗传算法对直动式海水溢流阀的阻尼杆和阻尼套的配合尺寸进行了优化,优化后溢流阀的动态响应特性有了显著改善^[13]。陈晨等基于Simulink对液压系统的动态特性进行了优化研究,并且通过实验证明了基于Simulink的改进是有效的^[14]。

以上关于液压伺服阀结构的优化研究,主要都是针对液动力或液压卡紧力等单一目标进行优化,然而针对滑阀的动态响应性能进行优化设计时,实际存在多个设计目标,并且这些目标往往相互冲突。因此,要实现令人满意的优化设计,必须在目标之间做出一些妥协。最好找到一组最优折衷方案,即帕雷托(Pareto)最优解,然后根据设计需求选择一种设计。在这种情况下,就需要使用多目标优化方法。

本文采用多目标进化算法与Simulink相结合的方法对液压伺服阀主阀芯的几何结构进行优化设计,以改善阀芯的动态响应特性。首先,基于动量方程对作用在阀芯上的力进行理论分析,确定建立导流结构以优化阀芯结构,建立作用在阀芯上的力与阀芯结构参数的数学模型;然后,建立阀芯运动的传递函数;随后,以阀芯的结构参数作为决策变量,将阀芯响应过程中的超调量、振荡次数和上升时间作为目标函数,分别使用NSGA-II、SPEA2多目标进化算法^[15-16]与Simulink耦合搜索Pareto最优解集;最后,对NSGA-II、SPEA2两种多目标算法在本研究问题上的表现进行评估,根据设计准则确定优化后阀芯的结构参数,使用CFD仿真验证优化前后流场分布以及阀芯受力情况,使用Simulink仿真对比优化前后阀芯运动的动态响应。

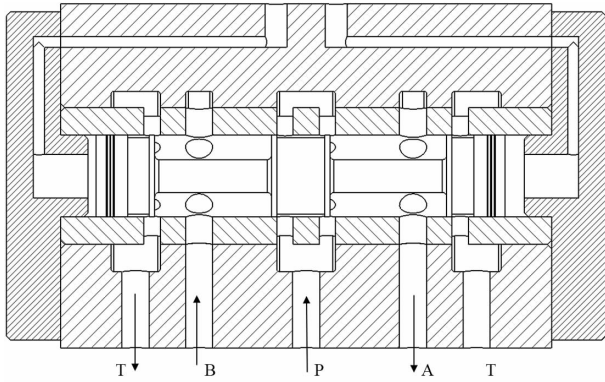
1 液压伺服阀主阀芯结构及仿真模型建立

1.1 液压伺服阀主阀芯结构

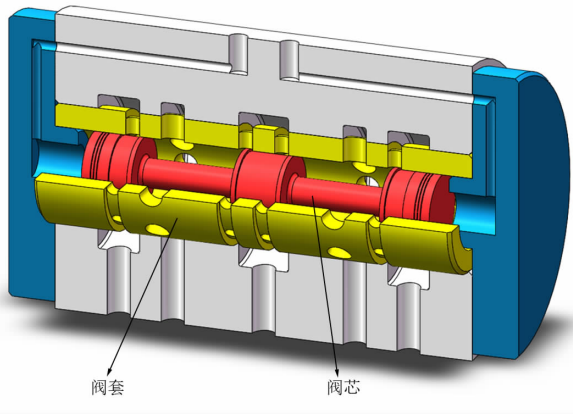
本研究以穆格D792系列三级伺服阀为研究基础,主要通过对主阀芯进行多目标优化来提高伺服阀的整体性能,未涉及先导级,在优化过程中,假设先导级特性等其他条件保持不变。

穆格D792系列三级伺服阀主阀示意图如图1所示。阀体内加工有5个腔室,中间的腔室通过高

压端 P 口连接到液压泵,相邻的腔室通过端口 A、B 连接到执行器(比如液压马达或液压缸),最外侧的两个腔室则对应低压端 T 口,两个 T 口的流道在阀体内部是相通的,外部仅留一个 T 口直接连向油箱。



(a) 穆格 D792 系列伺服阀主阀结构示意图



(b) 穆格 D792 系列伺服阀主阀三维模型示意图

图 1 穆格 D792 系列伺服阀主阀示意图

Fig. 1 Schematic diagram of Moog D792 series servo valve main stage

1.2 理论推导

为了便于分析,将阀内流域划分为两个计量区域,如图 2 所示,右侧表示从 P 口流入的区域简称流入计量区,左侧表示从 T 口流出的区域简称流出计量区。图 2 中 V_1 、 α_1 、 V_2 、 α_2 分别表示流入速度、流入角度、流出速度、流出角度。

在伺服阀工作过程中,作用在主阀芯上的力除了驱动力 F_m 以外,还有阻力 F_r 、液动力 F_f 。 F_r 包

括库伦摩擦力 F_k 和黏性摩擦力 F_v , F_f 包括稳态液动力 F_s 和瞬态液动力 F_t 。下文的推导基于阀内流体不可压缩的假设。

F_k 由液压卡紧力^[17-18]引起,通过在阀芯上设置均压槽可有效降低 F_k 。 F_v 使阀芯的运动更加柔和,能够稳定阀的动态性能,并且 F_v 相对于 F_f 而言很小^[19]。基于以上原因, F_k 、 F_v 在理论分析过程中可以忽略不计。

对于图 2 中计量区域进行动量分析,单个计量区域内作用在阀芯上的稳态液动力 F_s 可表示为

$$F_s = \rho q (v_1 \cos \alpha_1 - v_2 \cos \alpha_2) \quad (1)$$

$$q = C_d A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (2)$$

式中: ρ 为油液密度, kg/m^3 ; q 为阀口流量, m^3/s ; v_1 为计量区射入速度, m/s ; v_2 为计量区射出速度, m/s ; C_d 为流量系数,由于滑阀阀口的流动状态为紊流^[20], C_d 取 0.69^[21]; A 为节流口面积, m^2 ; Δp 为节流口压差, Pa 。

结合式(1)、(2),每个计量区内的稳态液动力 F_s 进一步表示为

$$F_s = 2C_d^2 A_1 \Delta p_1 \cos \alpha_1 - 2C_d^2 A_2 \Delta p_2 \cos \alpha_2 \quad (3)$$

$$A_1 = w_1 x; \quad A_2 = w_2 x \quad (4)$$

式中: A_1 为流入节流口面积; A_2 为流出节流口面积。节流口的面积显著小于其他位置的面积,因此可以认为每个计量区的压降 Δp 完全分布在节流口处。在伺服空载状态下,根据节流孔流量公式,计量区流入压降 Δp_1 、流出压降 Δp_2 可表示为

$$\Delta p_1 = \frac{A_2^2}{A_1^2 + A_2^2} \Delta p \quad (5)$$

$$\Delta p_2 = \frac{A_1^2}{A_1^2 + A_2^2} \Delta p$$

将两个计量区合并分析后,结合式(4),作用在整个阀芯上的稳态液动力 F_s 可表示为

$$F_s = 4C_d^2 (w_1 \Delta p_1 \cos \alpha_1 - w_2 \Delta p_2 \cos \alpha_2) x \quad (6)$$

通过动量守恒定律和拟定常分析,作用在阀芯上的瞬态液动力 F_t 可表示为

$$F_t = (L_1 - L_2) \rho \frac{dq}{dt} \quad (7)$$

式中: L_1 为流入计量区的阻尼长度,即供油口中心 P 到负载输入口中心 A(B) 的距离; L_2 为流出计量区的阻尼长度,即卸油口中心 T 到负载输出口中心 B(A) 的距离。

可用阻尼长度 L 来代表 $L_1 - L_2$, 结合式(2)、式(4),瞬态液动力 F_t 可进一步表示为

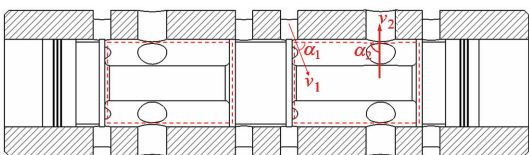


图 2 计量区划分示意图

Fig. 2 Schematic diagram of control chamber

$$F_t = LC_d \omega_1 \sqrt{2\rho \Delta p_1} \frac{dx}{dt} \quad (8)$$

根据受力分析,阀芯运动的状态方程为

$$F_m = M_s \ddot{x} + F_t + F_s \quad (9)$$

式中: F_m 为阀芯驱动力, N; M_s 为阀芯质量, kg; x 为阀芯位移, mm。

做如下设定

$$B_f = LC_d \omega_1 \sqrt{2\rho \Delta p_1} \quad (10)$$

$$K_f = 4C_d^2 (\omega_1 \Delta p_1 \cos \alpha_1 - \omega_2 \Delta p_2 \cos \alpha_2) \quad (11)$$

根据式(10)、式(11),阀芯运动的状态方程进一步表示为

$$M_s \ddot{x} + B_f \dot{x} + K_f x = F_m \quad (12)$$

阀芯的位移 x 、驱动力 F_m 的传递函数可表示为

$$\frac{X(s)}{F_m(s)} = \frac{X_o(s)}{X_i(s)} = \frac{1}{M_s s^2 + B_f s + K_f} \quad (13)$$

2 阀芯结构多目标优化

2.1 设计变量

基于以上理论分析,阀芯质量 M_s 、稳态液动力 F_s 和瞬态液动力 F_t 将直接影响阀芯运动的动态响应。阀芯的结构改变将影响 M_s , 阀内流体在计量区的射入角 α_1 、射出角 α_2 直接影响稳态液动力 F_s , 阀内流域的阻尼长度 L 直接影响瞬态液动力 F_t 。

在优化后的阀芯上,设置了用于改变射入角 α_1 、射出角 α_2 的导流结构,如图3所示。导流结构包括 A、B 口对应的两个导流凸台和 P、T 口分别对应的 4 个导流锥面,导流凸台的角度将影响 A、B 口射流角。同理,导流锥面的角度将影响 P、T 口射流角。导流凸台将设计在 A、B 口对应的位置,导流凸台的位置将决定 A、B 口在阀腔内的设计位置,这将决定阀腔阻尼长度 L 。

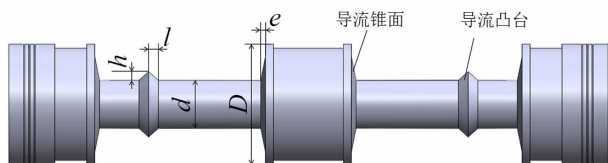


图3 优化后阀芯示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the optimized spool

优化结构的设计参数包括伺服阀 A、B 口处对应的导流凸台的高度 h 和长度 l , P、T 口处对应的导流斜面的长度 e 以及导流凸台位置决定的阀腔阻尼长度 L 。

流体经过导流锥面和导流凸台时,流动方向将会发生变化,流体在这些位置的流动方向约为导流

面与竖直平面夹角的一半。优化后的稳态液动力可表示为

$$F_s = 4C_d^2 (\omega_1 \Delta p_1 \cos \left(\frac{1}{2} \cot \left(\frac{D-d}{3e} \right) \right) - \omega_2 \Delta p_1 \cos \left(\frac{\pi}{4} + \frac{1}{2} \cot \left(\frac{h}{l} \right) \right)) \quad (14)$$

阀芯选用 Cr12MoV 钢,密度为 $7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,由此可以计算出优化后阀芯质量 M_s 。

综上所述, h 、 l 、 e 、 L 为主要影响阀芯动态特性的结构设计参数,因此选择这 4 个参数作为多目标优化的设计参数。设计参数的取值范围主要由阀芯的结构强度、结构干涉关系以及流场分析确定,设计参数的约束条件为

$$\begin{cases} 2 < h < 6 \\ 2 < l < 11 \\ 1.2 < e < 11 \\ 1 < L < 32.75 \end{cases} \quad (15)$$

2.2 优化目标

对于同一个系统,振荡特性和响应速度的优化目标相互矛盾。在本研究的优化过程中,选择伺服阀阀芯的超调量 M 、振荡次数 N 和上升时间 t_r 作为目标函数。在伺服阀设计者的期望中,这 3 个目标函数值都是越小越好,因此所研究的伺服阀阀芯动态特性优化问题是最小值多目标优化问题。目标函数为

$$\min \begin{cases} t_r \\ M \\ N \end{cases} \quad (16)$$

本研究以阶跃信号作为测试信号,基于阀芯运动的传递函数进行 Simulink 仿真以得到阀芯运动的位移输出响应。对输出位移响应进行数据处理,以得到阀芯动态响应的超调量 M 、振荡次数 N 和上升时间 t_r 。

2.3 多目标优化过程

本研究使用的多目标进化算法主要步骤如下。

步骤 1 初始化:在设计变量 h 、 l 、 e 、 L 上下限范围内随机生成初始种群,并分配适应度。

步骤 2 选择:使用锦标赛法选择将要进行交配操作的父代;每次随机从父代种群中选择两个个体进行锦标赛,选择适应度高的个体进入交配池。

步骤 3 交叉:从交配池中随机选择两个父代进行交配,根据交叉概率,将他们的染色体按照模拟二进制交叉的方式进行处理,生成两个新的个体。

步骤 4 变异:对于新个体的染色体,根据变异概

率,以个体为中心均匀变异的方式进行变异处理。

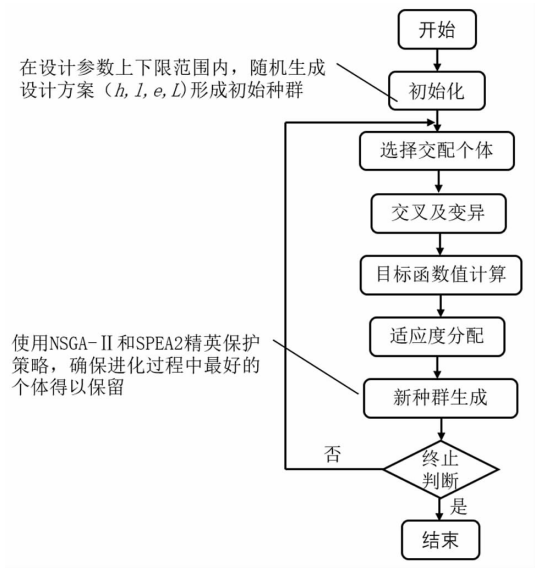
步骤 5 目标函数值计算:由每个个体的设计变量 h, l, e, L 求出主阀芯传递函数的参数 M_s, B_f, K_f ;使用 Simulink 求出主阀芯动态响应的超调量 M 、振荡次数 N 和上升时间 t_r 作为目标函数值。

步骤 6 适应度分配:根据多目标进化算法的适应度分配规则,为每个个体分配相应的适应度。

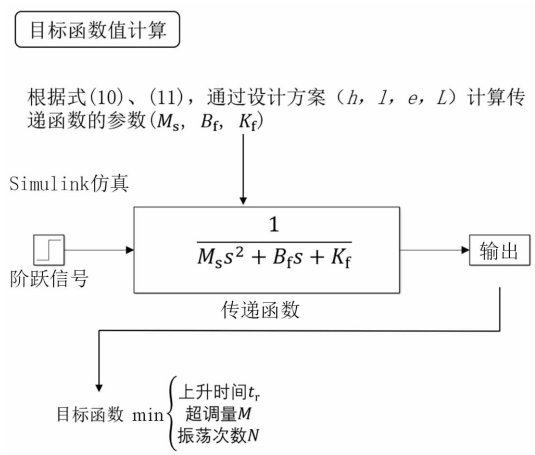
步骤 7 精英保护:确保进化过程中最好的个体得以保留。

步骤 8 终止准则:若当前进化代数已经达到了设定的进化代数,则终止程序;反之,跳转到步骤 3。

图 4 展示了阀芯动态特性多目标优化的流程。



(a)多目标优化流程



(b)目标函数值计算流程

图 4 阀芯多目标优化与目标函数值计算流程

Fig. 4 Flow chart of multi-objective optimization and objective function calculation

NSGA-II 和强度 Pareto 进化算法 SPEA2 与 Simulink 耦合求解阀芯优化问题。表 1 列出了主要的多目标优化算法参数。图 5 展示了 Simulink 仿真模型,采用 Step 模块产生阶跃信号,Transfer Fcn 模块表示阀芯的传递函数,Output 模块采集时间-响应数据。

表 1 多目标进化算法参数表

Table 1 Multi-objective evolutionary algorithm parameter table

参数	数值
交叉概率	0.9
变异概率	0.1
种群规模	80
进化代数	300

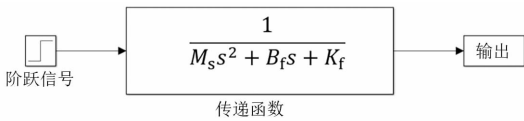


图 5 Simulink 仿真模型

Fig. 5 Simulink simulation model

优化程序总体上分为多目标优化算法部分和 Simulink 仿真部分,为确保程序优化结果的可靠性,需要为系统运行设置终止条件。优化程序的多目标进化算法部分的终止条件设置为当进化代数达到 300 时停止,此时种群中个体的适应度不再有明显改善,进化过程趋于平稳,可以终止。优化程序的 Simulink 仿真部分的终止条件设置为仿真时间达到 10 s 时停止,这个时间设置足以让期望的设计方案达到稳定,并且优化程序对于 10 s 内仍未达到稳定的设计方案将进行适应度惩罚,以便在进化过程中淘汰这些方案。

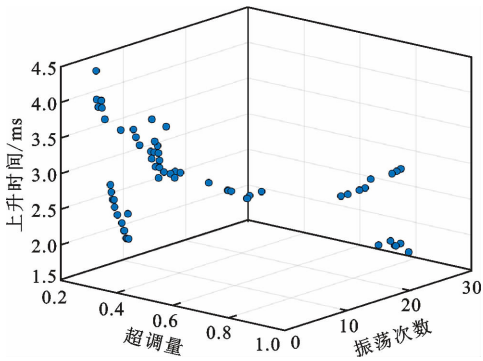
2.4 优化结果

优化程序采用 NSGA-II、SPEA2 两种算法与 Simulink 相结合,分别求解伺服阀主阀芯优化问题。图 6 展示了使用 NSGA-II、SPEA2 进化 300 代后,在目标函数空间内获得的 Pareto 最优前沿。

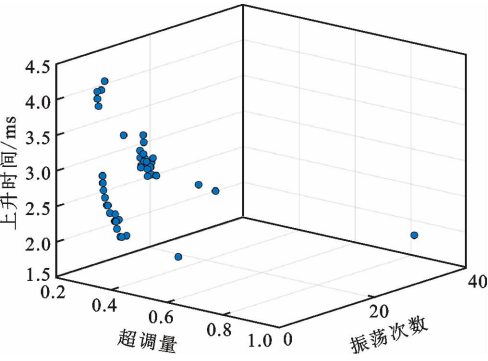
Pareto 前沿的质量可以从多样性、超体积 S 、相对覆盖度 C 这几个方面来评价和比较^[22]。通常使用 Pareto 最优前沿中个体平均距离 D_a 来作为 Pareto 最优前沿的多样性指标。个体平均距离 D_a 越大,Pareto 最优前沿的多样性越好。

对于最小化问题,超体积 S 越小代表 Pareto 最优前沿的质量越好。假设多目标问题的目标函数

在本研究中,分别使用了非支配排序遗传算法



(a)NSGA-Ⅱ Pareto 最优前沿



(b)SPEA2 Pareto 最优前沿

图 6 NSGA-Ⅱ、SPEA2 获得的 Pareto 最优前沿

Fig.6 Pareto frontier calculated by NSGA-Ⅱ and SPEA2 algorithm

$f(x_j)$ 是一个 M 维的问题,通过多目标进化算法获得的 Pareto 最优前沿中有 K 个成员。那么该 Pareto 最优前沿的超体积 S 为

$$S = \sum_{j=1}^k \prod_{i=1}^M f_i(x_j) \tag{17}$$

对于相比较的两个 Pareto 最优前沿 $F_{P,1}$ 和 $F_{P,2}$,相对覆盖度 C 越小越好。 $F_{P,1}$ 相对于 $F_{P,2}$ 的覆盖度 $C(F_{P,1},F_{P,2})$ 定义为 $F_{P,2}$ 中个体被 $F_{P,1}$ 中至少一个个体弱支配的平均个数。

表 2 展示了使用 NSGA-Ⅱ、SPEA2 算法分别获得的 Pareto 最优前沿评估结果。SPEA2 的个体平均距离 D_a 比 NSGA-Ⅱ 更大,说明其解的多样性更好;且超体积 S 更小,说明 SPEA2 Pareto 前沿的质量更好;并且 SPEA2 Pareto 前沿相对覆盖度 C 也比 NSGA-Ⅱ Pareto 前沿更好。因此,SPEA2 的 Pareto 前沿相对更好,设计方案将从 SPEA2 获得的 Pareto 前沿中选择。

SPEA2 获得的 Pareto 最优解集中包含 80 个非被支配解,对 Pareto 最优解集进行聚类操作,以方便设计方案的选择。图 7 所示为聚类后的 Pareto

前沿。

表 2 Pareto 最优前沿评价表

Table 2 Pareto optimal frontier evaluation table

算法	D_a	S	C
NSGA-Ⅱ	0.149 1	0.036 5	0.012 5
SPEA2	0.271 8	0.022 3	0

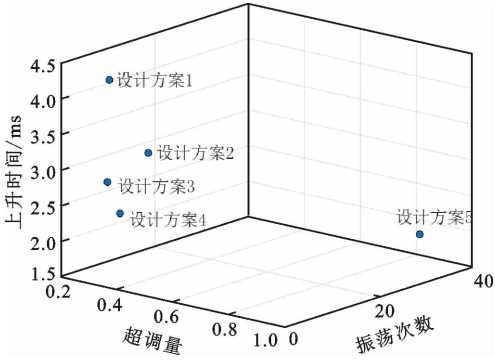
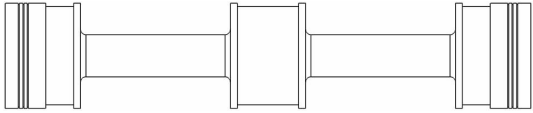


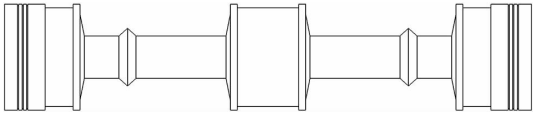
图 7 聚类后的 Pareto 前沿

Fig.7 The Pareto frontier after clustering

理想的设计目标是超调量 M 、振荡次数 N 和上升时间 t_r 都为 0,设计方案 4 是 5 个设计方案中距离理想点最近的 Pareto 最优解。因此,优化后阀芯的结构参数选择设计方案 4,具体参数是 h 为 2.159 9 mm, l 为 2.426 7 mm, e 为 1.2 mm, L 为 32.47 mm。图 8 展示了优化前、后阀芯的结构对比图。



(a)优化前阀芯示意图



(b)优化后阀芯示意图

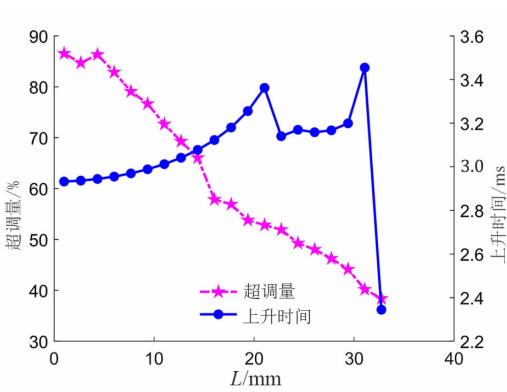
图 8 优化前和优化后阀芯示意图

Fig.8 Schematic diagram of the spool before and after optimization

图 9 直观地展示了阀芯结构参数 h 、 l 、 e 、 L 对 M 、 t_r 的影响。在其他结构参数保持优化后参数不变的条件下,使选择的结构参数在设置的上下限内均匀变动,总共设置 20 个测量点。结果表明,任何的阀芯结构参数变化都会对阀芯运动的动态特性产生显著的影响,并且这种影响对于响应速度和振荡特性往往是相反的作用,难以使二者同时达到目标

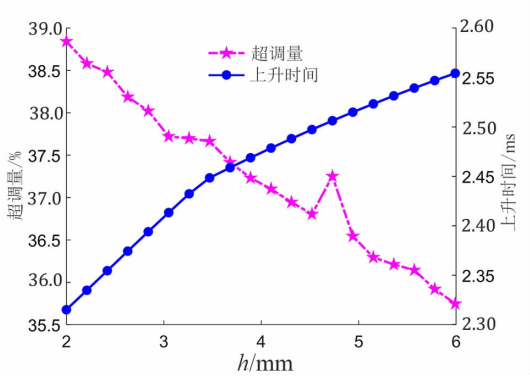
状态,随着 h 的增加,超调量几乎线性下降,但上升时间也几乎线性升高。此外,随着 l 、 e 、 L 的增加,其动态特性都发生了一些复杂的变化,这种变化难以通过理论进行分析和优化,尤其是当各个设计参数共同改变时,动态特性的变化将更难以分析,因此本研究采用多目标优化算法与 Simulink 仿真进行分析是必要的。

当优化过程中所使用的输入信号改变时,得到的设计方案会有所变化。在其他条件相同时,输入信号设置为斜率 50 mm/s 的斜坡信号,所得到的优化后阀芯设计参数如下: h 为 3.522 2 mm, l 为

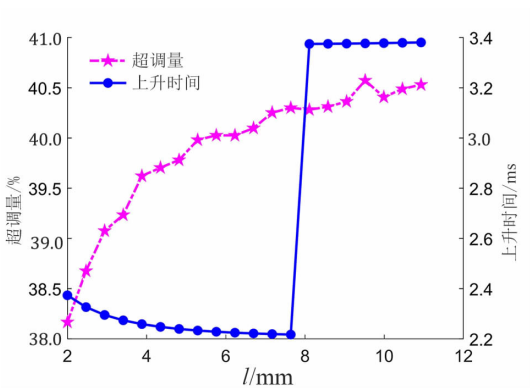


(d)设计参数 L 对动态特性指标的影响
图 9 阀芯设计参数对动态特性指标的影响
Fig. 9 Influence of spool design parameters on dynamic characteristics index

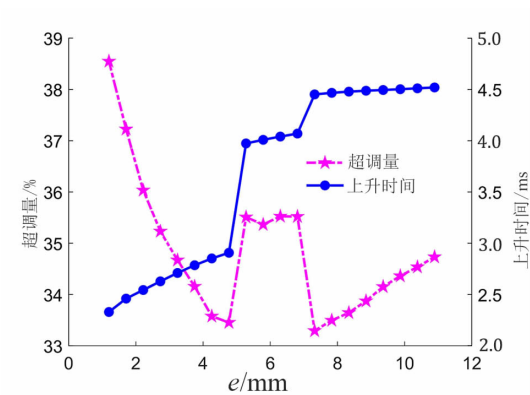
3.274 3 mm, e 为 9.662 5 mm, L 为 4.018 3 mm。图 10 展示了使用斜坡信号(对应斜率为 50 mm/s)对表 2 所示的阀芯进行 Simulink 仿真测试的时间响应结果。结合图 9 分析,以阀芯位移为 1 mm 时为例,施加斜坡信号时,主阀芯优化后的超调量为 4.01%,上升时间为 10.4 ms;施加阶跃信号时,优化后的超调量为 53.67%,上升时间为 2.04 ms。由



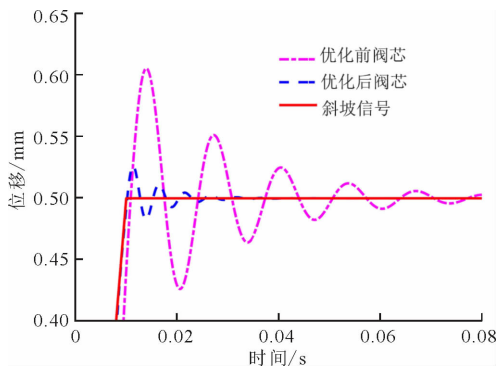
(a)设计参数 h 对动态特性指标的影响



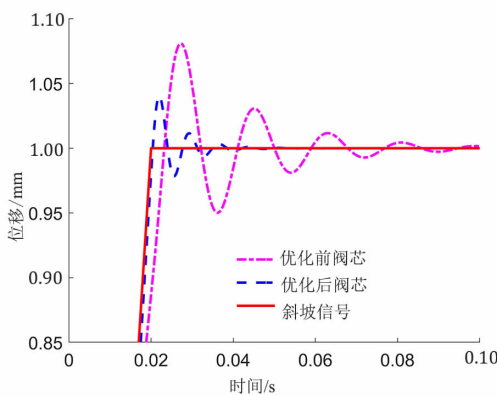
(b)设计参数 l 对动态特性指标的影响



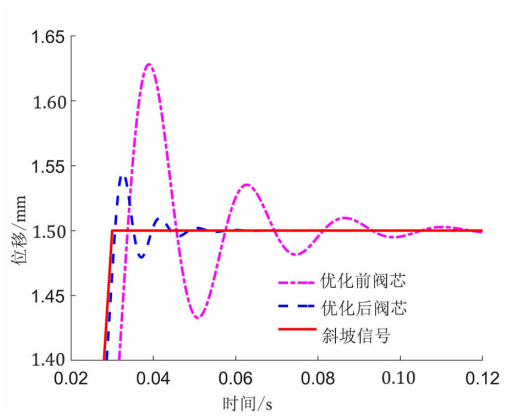
(c)设计参数 e 对动态特性指标的影响



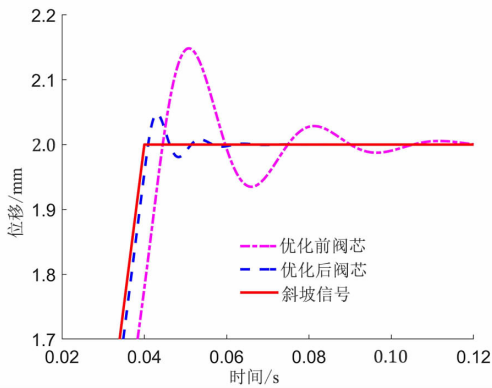
(a) $x=0.5$ mm



(b) $x=1$ mm



(c) $x=1.5\text{ mm}$



(d) $x=2\text{ mm}$

图 10 斜坡信号测试优化前后阀芯的斜坡响应

Fig. 10 Ramp response of the unoptimized and optimized spool

于阶跃信号的单位时间位移变化量很大,因此使用阶跃信号进行优化时,超调量会是优化中的主要矛盾,所以在表 2 所示的优化结果中,阻尼长度 L 为 32.47 mm,几乎接近约束边界 32.75 mm。这一现象与图 9 所分析的阻尼长度 L 对超调量的影响趋势一致,较大的阻尼长度可以明显减小主阀芯的超调量,这是由于阻尼长度 L 直接影响主阀芯运动时的瞬态液动力 F_s ,而瞬态液动力 F_s 可以稳定阀芯的运动降低超调量。而斜坡信号则没有这样的情况,对于斜坡信号,由于其单位时间的位移变化量较小,在优化过程中不需要设置非常大的阻尼长度 L 来抑制超调量。而且阻尼长度 L 与其他设计参数 h 、 l 、 e 因结构干涉等问题而具有约束关系,当阻尼长度改变时,其他参数也会发生变化。

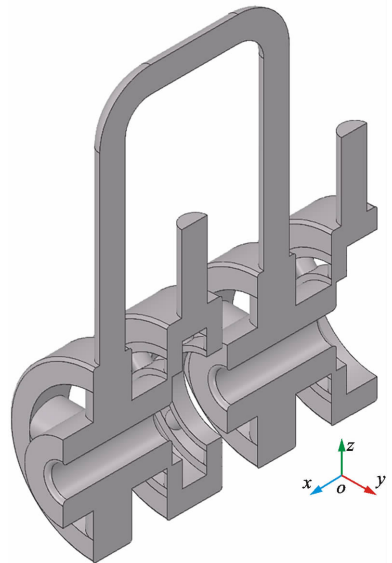
虽然不同的输入信号会获得不同的优化方案,但是该优化方案并不是仅对所使用的信号有效。图 10 展示了使用斜坡信号作为测试信号,并使用根据阶跃信号优化的阀芯作为测试对象,所进行的优化

前后时间响应对比。结果表明,根据阶跃信号优化的阀芯,在斜坡信号的测试中,表现出显著的时间响应优化,优化后的方案具有应用价值。

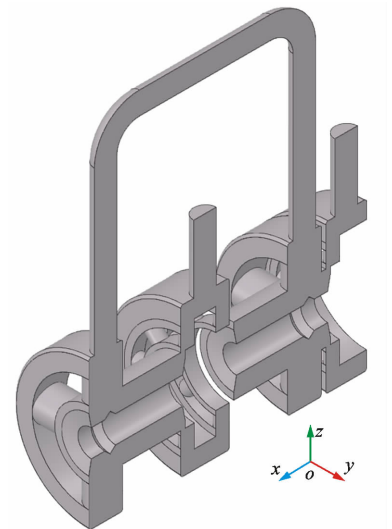
3 CFD 仿真实验

3.1 模型建立

本文以穆格 D792 系列伺服阀主阀芯为研究对象,额定工作压力为 21 MPa。设定工作状态为无负载状态,考虑到阀腔内流体域的对称性,建立如图 11 所示三维模型。离散模型与命名边界如图 12 所示,将三维模型进行网格划分,在节流口以及阀芯附件流域进行局部网格加密,同时定义进口、出口、对



(a) 优化前阀内流体域几何模型

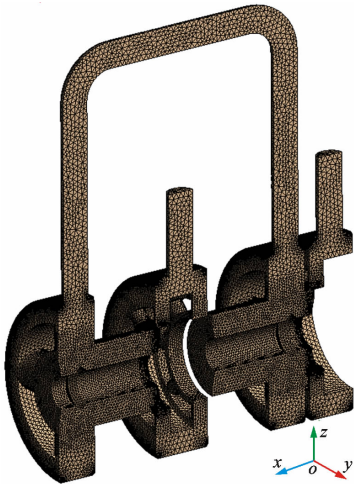


(b) 优化后阀内流体域几何模型

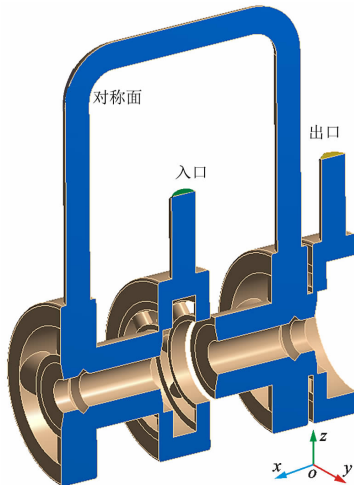
图 11 阀内流体域几何模型

Fig. 11 Geometrical model of the fluid

称面和壁面。将网格导入到 Fluent 中,定义流动介质密度为 833.3 kg/m^3 ,黏度为 $0.011\text{ 83 kg/(m}\cdot\text{s)}$,选用稳态模拟以及 RNG $k\text{-}\epsilon$ 模型,定义入口形式为压力入口,出口为压力出口,并且选用 Coupled 算法设置仿真补偿和时间。



(a) 阀内流体域离散模型



(b) 阀内流体域模型命名边界

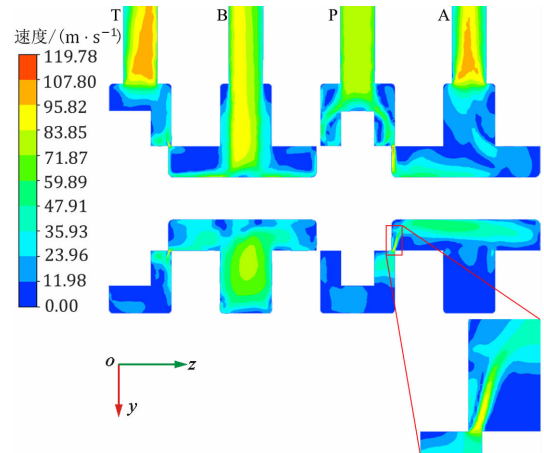
图 12 离散模型与命名边界

Fig. 12 Discrete model and named selections

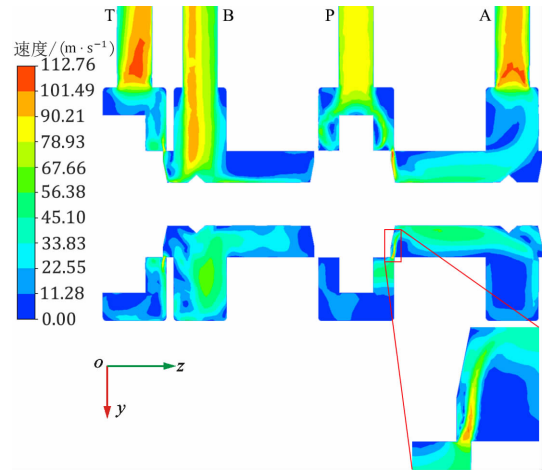
3.2 仿真条件及结果

仿真条件设置如下:入口压力 p 分别为 7、14、21 MPa,阀口开度分别为 0.5、1、1.5、2 mm。

图 13 展示了在入口压力为 21 MPa、阀口开度为 1 mm 的条件下,优化前后阀内流场的速度分布情况。结果表明导流结构的设置改善了阀内流场的速度分布,导流凸台和导流斜面明显改变了流体的射流角,进而降低作用在阀芯上的稳态流动力。这种优化效果在在 P-A 流入计量区中尤为明显,在 B-T 流出计量区中稍弱。这是由于在 B-T 流出计量



(a) 优化前阀内流场速度云图



(b) 优化后阀内流场速度云图

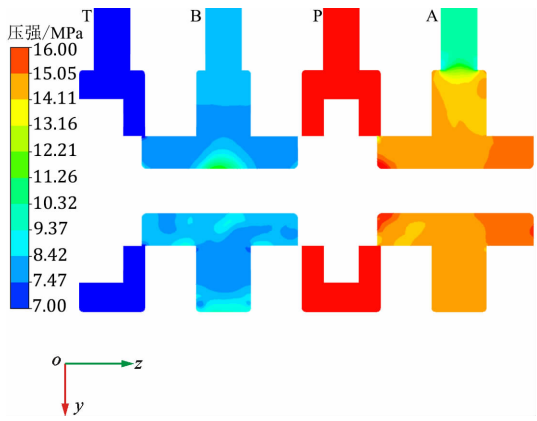
图 13 优化前和优化后阀内流场速度云图

Fig. 13 Velocity contour of the flow field before and after optimization

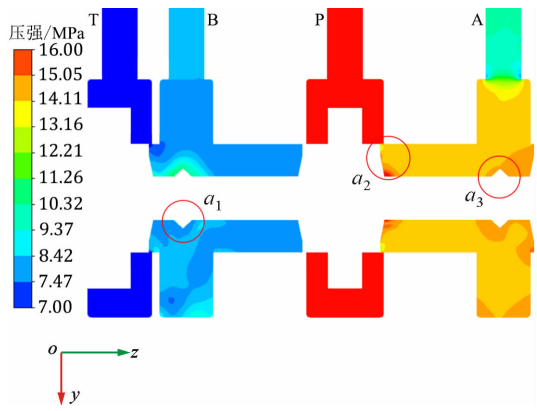
区中,根据流体的流动方向,导流斜面在节流口之前,所以对流体的流动影响较小。对于 B-T 流出计量区的优化,更好的方式是通过对阀套的结构进行优化,从而有效调整 B-T 流出计量区的节流口射流角。

图 14 展示了优化前后阀内流域的压强分布情况,为了展示需要关注的计量区部分,将压强云图的阈值设置为 7~16 MPa。优化后的阀内流域的压强分布表明导流结构将产生压降,进而引导阀内流体的流动方向,从而优化阀内流域的压强分布情况。优化效果同样在 P-A 流入计量区更加显著,在图 14 的 a_2 、 a_3 区域,导流斜面、导流凸台产生的压降,改变了流体的射入、射出角,这一结果与速度分布得到的结果相吻合。压强分布结果进一步解释了 B-T 流出计量区优化效果稍弱的现象,从优化前的阀内

流域的压强分布情况可以看到,B口流入的流体在进入 B-T 流出计量区后,在阀芯上产生一个效果很强的压降区域,这个区域的压降效果抵消了由导流凸台引起的压降效果,因此削弱了导流凸台的优化效果。但是,没有由流体直射产生压降的 a_1 区域,导流凸台产生了压降来改善流体的流动状况。



(a) 优化前阀内流场压强云图



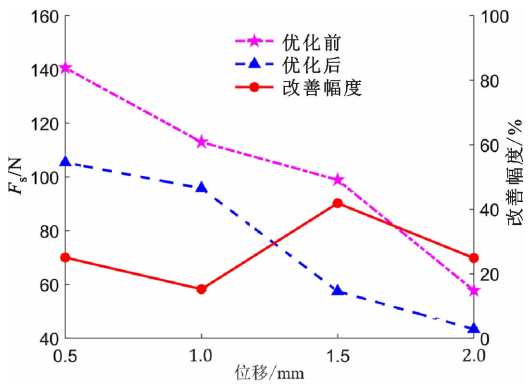
(b) 优化后阀内流场压强云图

图 14 优化前和优化后压强云图

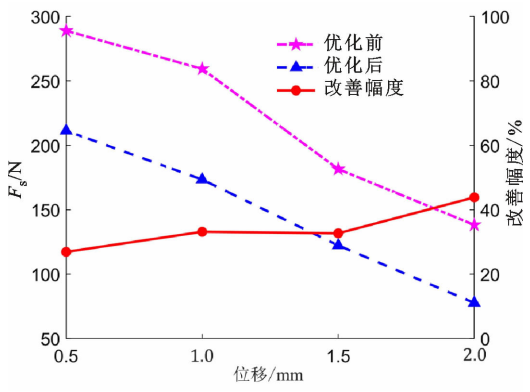
Fig. 14 Pressure contour of the flow field before and after optimization

图 15 展示了根据 CFD 仿真计算得到的作用在阀芯上的稳态液动力。作用在阀芯上的稳态液动力随着阀芯开度增加而降低,这是由于工作状态设定为恒定压力,当阀口开度较小时,阀内流体的流速较快,导致作用在阀芯上的稳态液动力较大。在 7 MPa 的工作状态下、阀芯开度为 2 mm 时,节流口处的流体流速约为 50.23 m/s,当阀芯开度为 0.5 mm 时,相同位置的流速提高到了 78.32 m/s。

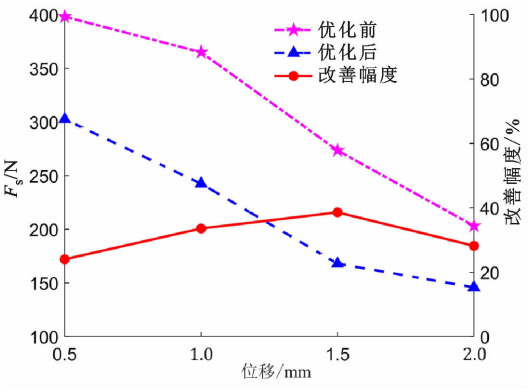
在入口工作压力相同的情况下,稳态液动力的改善幅度会随着阀芯位移变化有所波动,以 7 MPa 入口压力工况条件为例,稳态液动力的优化幅度最低 15.22% (对应 1 mm 阀芯位移),最高 41.89%



(a) 伺服阀入口压力为 7 MPa 时作用在阀芯上的液动力



(b) 伺服阀入口压力为 14 MPa 时作用在阀芯上的液动力



(c) 伺服阀入口压力为 21 MPa 时作用在阀芯上的液动力

图 15 优化前和优化后作用在阀芯上的液动力

Fig. 15 The flow force acting on the spool before and after optimization

(对应 1.5 mm 阀芯位移)。这是由于随着阀芯位移的变化,滑阀节流口的射流角 α 、压降 Δp 和流量系数 C_d 都会发生变化。对于未优化的滑阀,当阀芯位移接近 0 时,流入计量区的射入角 α_1 约为 21° ,随着阀芯位移逐渐变大,流入计量区的射入角 α_1 逐渐接近 69° ^[23]。滑阀节流口的压降 Δp 会因为节流口面积变化而产生改变,滑阀节流口的流量系数 C_d 随着阀芯位移的增大逐渐接近 0.69^[21]。这些变化会导

致稳态液动力随着阀芯位移的改变发生非线性的变化,进而导致在相同入口压力工况时,不同阀芯位移条件下的稳态液动力改善幅度发生变化。

对应 7、14、21 MPa 入口压力工况时,作用在优化后阀芯上的稳态液动力平均降低了 37.10%、34.39%和 30.53%,优化幅度随着工作压力的增加有所降低。在不同阀芯位移、不同工作压力的条件下,改善幅度最大为 47.84%(对应 7 MPa 入口压力工况、1 mm 阀芯位移),最小为 22.71%(对应 21 MPa 入口压力工况、1.5 mm 阀芯位移)。因此,CFD 仿真结果表明,优化后的阀芯对于改善阀内流动情况、降低稳态液动力在阀芯运动过程中的扰动有显著效果。

4 Simulink 仿真实验

图 16 展示了使用阶跃信号作为测试信号时,对应不同阀芯位移条件下,优化前后的时间响应对比。使用阶跃信号时,对应不同阀芯位移条件下的优化前后的上升时间、超调量如图 17 所示,可知优化后的阀芯显著改善了时间响应特性。在不同的开度

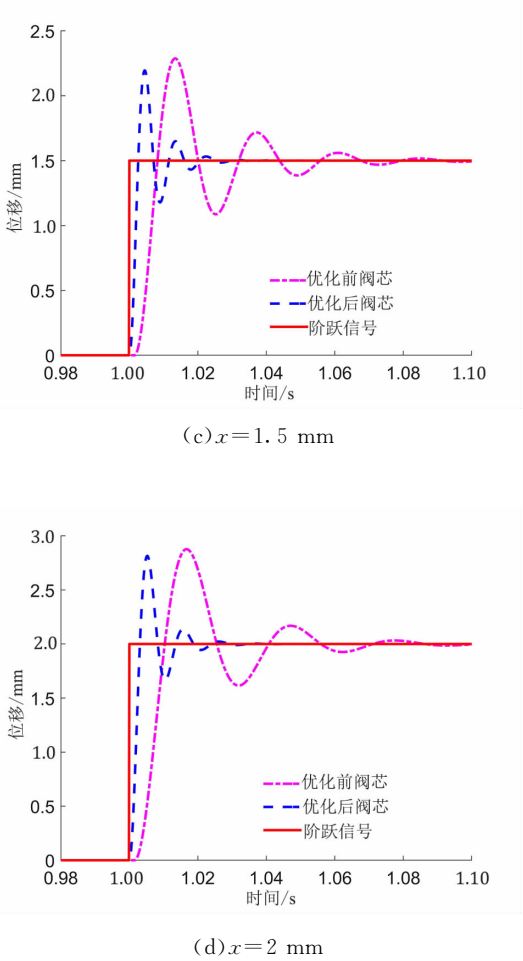
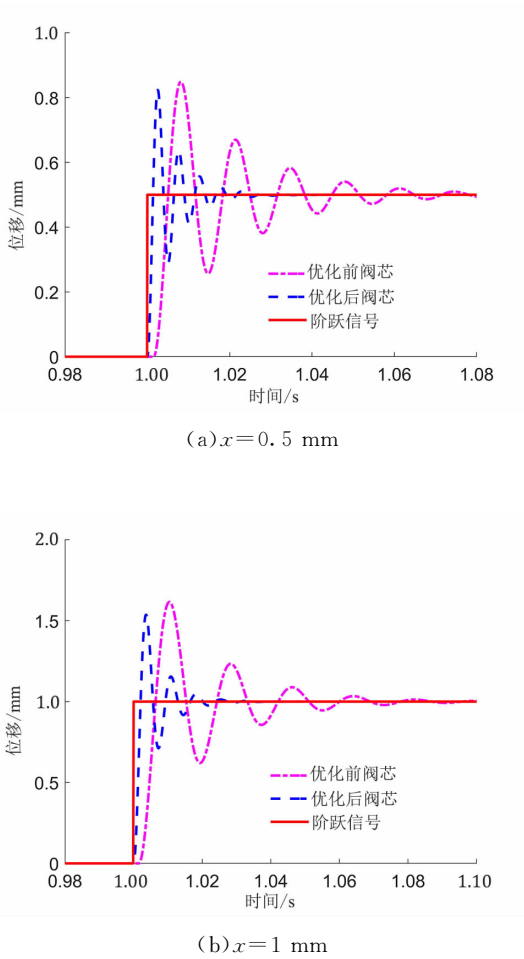
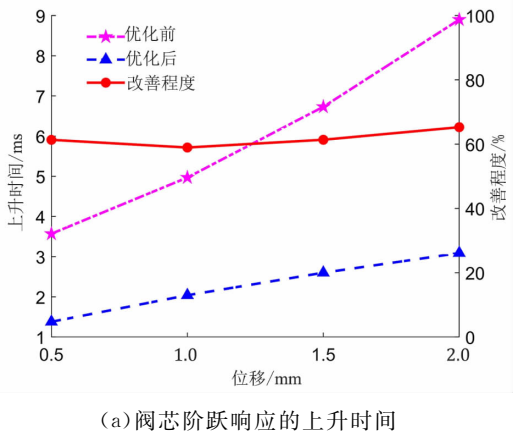
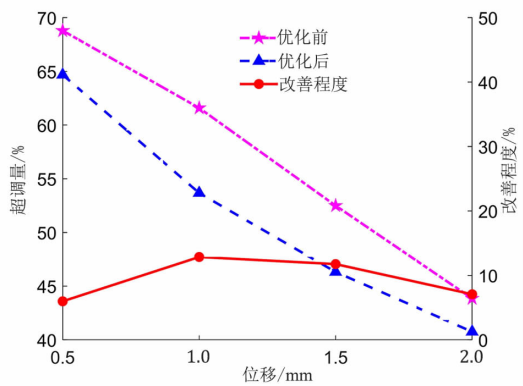


图 16 阶跃信号测试优化前、后阀芯的阶跃响应
Fig. 16 Step response of the unoptimized and optimized spool

下,优化后的上升时间平均降低了 3.77 ms,平均改善了 61.74%,最大改善发生在 2 mm 开口的条件下,达到 65.28%。在超调量 M 方面,平均改善了 9.41%,最大改善发生在 1 mm 开口的条件下,达到 12.86%。





(b) 阀芯阶跃响应的超调量

图 17 优化前、后阀芯的阶跃响应动态指标

Fig. 17 Dynamic characteristic index of spool before and after optimization

5 结论

(1) 提出多目标进化算法与 Simulink 耦合求解的液压伺服阀阀芯优化策略, 通过优化阀芯的几何结构改善阀芯质量、瞬态液动力和稳态液动力, 以改善阀芯的动态响应。本文所提方法不同于过去主要使用 CFD 仿真和实验的阀芯设计参数优化策略, 是基于理论分析建模、多目标进化算法和 Simulink 仿真, 这种优化策略不需要很多的计算、实验资源即可探索大量阀芯设计参数集。在本文所设条件下, 探索了 2 400 组阀芯设计参数, 并通过 CFD 仿真和 Simulink 仿真的方法验证了该策略的有效性。

(2) CFD 仿真结果表明, 在不同阀芯开度的情况下, 使用本文提出的优化策略优化的阀芯, 对应 7、14、21 MPa 入口压力工况时, 其作用在阀芯上的稳态液动力平均下降了 37.10%、34.39%、30.53%。

(3) Simulink 仿真结果表明, 在不同阀芯开度的条件下, 测试信号为阶跃信号时, 优化后的上升时间平均降低了 3.77 ms, 平均改善了 61.74%; 优化后的超调量平均改善了 9.41%。

参考文献:

- [1] 李铁栓, 张幽彤, 王定标, 等. 基于多目标模拟退火算法的高速电磁阀优化设计 [J]. 车用发动机, 2010 (4): 6-10.
LI Tieshuan, ZHANG Youtong, WANG Dingbiao, et al. Optimization design of high-speed solenoid based on multi-objective simulated annealing method [J]. Vehicle Engine, 2010(4): 6-10.
- [2] 范立云, 周伟, 刘鹏, 等. 高速电磁阀动态响应的多

目标优化 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2018, 39(1): 53-59.

FAN Liyun, ZHOU Wei, LIU Peng, et al. Multi objective optimization of dynamic response of high speed solenoid valve [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2018, 39(1): 53-59.

- [3] SANGIAH D K, PLUMMER A R, BOWEN C R, et al. A novel piezohydraulic aerospace servovalve; part I Design and modelling [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part I Journal of Systems and Control Engineering, 2013, 227(4): 371-389.

- [4] SIMIC M, HERAKOVIC N. Reduction of the flow forces in a small hydraulic seat valve as alternative approach to improve the valve characteristics [J]. Energy Conversion and Management, 2015, 89: 708-718.

- [5] 曹秉刚, 史维祥, 中野和夫. 内流式锥阀液动力及阀芯锥面压强分布的实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 1995, 29(7): 7-13.

CAO Binggang, SHI Weixiang, KAZUO N. Experimental study on flow force and pressure distribution on the poppet of a converged flow poppet valve [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1995, 29(7): 7-13.

- [6] 冀宏, 傅新, 杨华勇. 非全周开口滑阀稳态液动力研究 [J]. 机械工程学报, 2003, 39(6): 13-17.

JI Hong, FU Xin, YANG Huayong. Study on steady flow force of non-circular opening spool valve [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(6): 13-17.

- [7] 王安麟, 吴小锋, 周成林, 等. 基于 CFD 的液压滑阀多学科优化设计 [J]. 上海交通大学学报, 2010, 44 (12): 1767-1772.

WANG Anlin, WU Xiaofeng, ZHOU Chenglin, et al. Multidisciplinary optimization of a hydraulic slide valve based on CFD [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2010, 44(12): 1767-1772.

- [8] 郑长松, 范家辉, 杜秋, 等. 基于 CFD 的液压滑阀流场特性与稳态液动力研究 [J]. 机床与液压, 2017, 45 (17): 145-151.

ZHENG Changsong, FAN Jiahui, DU Qiu, et al. Study on characteristics of flow field and steady flow force of hydraulic spool valve based on CFD [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2017, 45(17): 145-151.

- [9] 谢海波, 谭礼, 刘建彬, 等. 不同阀口形态对内流式锥阀液动力的影响 [J]. 液压与气动, 2019(1): 90-94.

XIE Haibo, TAN Li, LIU Jianbin, et al. Effect of different throttle configurations on flow force of con-

- verged flow poppet valve [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2019(1): 90-94.
- [10] 张俊俊, 刘罡, 王江勇. 液压滑阀阀芯卡紧力研究 [J]. 机床与液压, 2014, 42(13): 71-73.
ZHANG Junjun, LIU Gang, WANG Jiangyong. Research on the clamping force of hydraulic slide valve [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2014, 42(13): 71-73.
- [11] 王晓凯. 液压换向阀径向稳态液动力的研究 [J]. 液压与气动, 2020(12): 114-117.
WANG Xiaokai. Radial steady-state flow force of hydraulic directional valve [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020(12): 114-117.
- [12] 任恒, 袁红兵, 廉自生, 等. 基于正交试验设计的先导式比例减压阀动态特性优化 [J]. 液压与气动, 2020(7): 62-68.
REN Heng, YUAN Hongbing, LIAN Zisheng, et al. Optimization of dynamic characteristics of piloted proportional pressure reducing valve based on orthogonal experimental design [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020(7): 62-68.
- [13] 吴珊, 赵道新, 任晓军, 等. 基于遗传算法的海水液压溢流阀参数优化 [J]. 液压与气动, 2016(10): 37-41.
WU Shan, ZHAO Daoxin, REN Xiaojun, et al. The parameter optimization of seawater hydraulic relief valve based on genetic algorithm [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2016(10): 37-41.
- [14] 陈晨, 王自勤, 田丰果, 等. 基于 Simulink 的液压系统动态特性仿真研究 [J]. 液压与气动, 2016(2): 67-71.
CHEN Chen, WANG Ziqin, TIAN Fengguo, et al. Dynamic characteristic simulation of hydraulic system based on Simulink [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2016(2): 67-71.
- [15] DEB K, PRATAP A, AGARWAL S, et al. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II [J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2002, 6(2): 182-197.
- [16] ZITZLER E, LAUMANN S M, THIELE L. SPEA2: improving the strength Pareto evolutionary algorithm [EB/OL]. [2022-02-12]. <https://doi.org/10.3929/ethz-a-004284029>.
- [17] 宋鸿尧. 液压阀设计与计算 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1982.
- [18] 陈奎生, 周雯娟, 郭媛, 等. 基于 Fluent 的液压滑阀阀芯卡紧力研究 [J]. 机床与液压, 2011, 39(15): 113-115, 143.
CHEN Kuisheng, ZHOU Wenjuan, GUO Yuan, et al. Analysis for clamping force of hydraulic slide-valve spool based on fluent [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2011, 39(15): 113-115, 143.
- [19] YANG Y S, SEMINI C, TSAGARAKIS N G, et al. Water hydraulics-a novel design of spool-type valves for enhanced dynamic performance [C]// 2008 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2008: 1308-1314.
- [20] 陆倩倩, 阮健, 李胜, 等. 沉割槽对滑阀阀芯径向卡紧力的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(6): 76-83.
LU Qianqian, RUAN Jian, LI Sheng, et al. Effects of cutting groove on radial clamping force of a slide valve's spool [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(6): 76-83.
- [21] PAN Xudong, WANG Guanglin, LU Zesheng. Flow field simulation and a flow model of servo-valve spool valve orifice [J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52(10): 3249-3256.
- [22] SIMON D. Evolutionary optimization algorithms: biologically inspired and population-based approaches to computer intelligence [M]. New York: John Wiley & Sons, 2013.
- [23] 李跃松, 朱玉川. 电液伺服阀建模与 Simulink 仿真 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2020.

(编辑 赵炜 杜秀杰)