

2D 高速开关阀结构参数优化设计与实验

贾文昂 阮健 李胜

(浙江工业大学机械制造及自动化教育部重点实验室,杭州 310014)

摘要:对高速开关阀的结构参数进行优化设计,以提高其动态响应性能。主要从伺服螺旋机构导控面积的增大、旋转电磁铁转动惯量的降低和将传动机构设计成变传动比3方面进行结构优化和改进。提出斜槽型的阀芯结构以增大伺服螺旋导控级的面积梯度;为降低旋转电磁铁的转动惯量,提高其动态响应,引入6片26°均布结构的旋转电磁铁;为提高力矩输出,改善初始阶段的快速性,提出了变传动比的传动机构,并给出变传动比曲线和力矩变化曲线。在分析其工作原理和过程后建立旋转电磁铁、传动机构和伺服螺旋导控机构的数学模型;并在Matlab平台进行仿真分析,研究表明,结构优化后的开关阀幅频特性曲线在-3 dB下频率为240 Hz左右;最后建立2D高速开关阀的实验装置,通过满量程阶跃响应和零位泄漏率对仿真结果进行实验研究。在工作压力14、21 MPa下,阶跃响应时间分别为8.9、8.0 ms,零位泄漏分别为4.7、5.6 L/min。

关键词:高速开关阀;传动机构;快速响应;优化设计

中图分类号: TH137 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)11-0391-08

Structure Parameters Optimization and Experiments on 2D High-speed On-off Valve

Jia Wenang Ruan Jian Li Sheng

(Key Laboratory of Mechanical Manufacture and Automation, Ministry of Education,
Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: In order to improve the dynamic response and characteristics of the high-speed on-off valve, structure parameters optimization was carried out in three different aspects: enlarging the pilot area of servo spiral mechanism, reducing the moment of inertia of the electro mechanical converter and using the variable ratio for the transmission device to increase the input torque of valve. Based on the analysis of the work principle in servo spiral mechanism, the new type of spool with slope groove was proposed. The bigger pilot area gradient and better response can be gotten while spool rotates were compared with round pilot hole in spool. The six pieces of structure with 26° angle, which located evenly in axial direction, were designed to lower the moment of inertia compared with the original three pieces with 52°. The variable ratio in transmission device was presented, which made the spool have more moment to reduce the chance of valve sticking at the beginning of valve opening. Curve of ration and moment with variable ratio were given to prove it. After that, mathematical model of the system was built to describe the working process. And the simulation was done in Matlab to get the logarithm amplitude versus frequency characteristic curve. The frequency was 240 Hz while the logarithm amplitude was -3 dB in curve and the better dynamic performance can be gotten with bigger pilot area gradient in spool. Finally, the experimental device was built to validate the theory analysis. The step response time with full scale was 8 ms under 21 MPa, and the leakage rate was 5.6 L/min. The valve with the new structure worked better compared with 18 ms under 28 MPa in original valve.

Key words: high-speed on-off valve; transmission device; fast response; optimization design

收稿日期: 2016-07-18 修回日期: 2016-08-17

基金项目: 国家自然科学基金项目(51375445)和浙江省自然科学基金项目(LY15E050018)

作者简介: 贾文昂(1982—),男,讲师,博士,主要从事电液基础控制元件和电液激振研究, E-mail: jiawenang@zjut.edu.cn

通信作者: 李胜(1968—),男,教授,主要从事电液控制和电液系统研究, E-mail: lishengjx@zjut.edu.cn

引言

高速开关阀作为新型的电液数字阀,要求具有快速响应和大流量等特点^[1],但通常在小流量或直接作为先导阀使用^[2-3]的工况较多。随着工程机械技术的发展,对高速开关阀也提出了更高的要求,对其研究也较多。高速开关阀的研究^[4-5]主要在3方面进行改进和提高:阀芯和阀体结构的创新^[6-9],如2D阀和双自由内锥阀芯高速开关阀;电-机械转换器结构的创新^[10-12],如采用音圈电机作为电机械转换器和电磁铁结构的改进等以提高其动态性能;新材料的运用,如采用超磁致伸缩材料和压电材料作为驱动功能材料^[13-15]。

本课题组设计了一套基于2D螺旋伺服技术的2D电液高速开关阀^[16],6 mm 口径的阀在28 MPa下额定流量为60 L/min,满量程(0.8 mm)开启时间为18 ms;随着该阀用于新型液压弹射系统,对其快速响应性能提出了满足新工况的更高要求。因此,从伺服螺旋先导结构、变传动机构和电-机械转换器等3方面进行结构优化和改进,以提高其动态特性。首先对结构改进进行论述和分析,在此基础上建立其数学模型,通过理论分析为结构设计提供理论依据,最后建立实验平台对其进行实验研究,验证结构改进效果和理论分析结果。

1 2D 高速开关阀结构改进与工作原理

2D 高速开关阀如图1所示,由电-机械转换器(旋转电磁铁)、主阀和传动机构(拨叉拨杆机构)等组成,作为两位三通阀使用,断电时为常闭或常通状态。控制信号输入到电-机械转换器中,旋转电磁铁输出力矩和角位移,再通过拨叉拨杆机构对力矩和角位移进行放大,驱动主阀的阀芯做周向旋转运动,主阀中的螺旋伺服机构将阀芯的周向旋转运动转换为阀芯的轴向水平移动,控制阀口打开;断电时,传动机构上的弹簧使旋转电磁铁的位置处于零位状态,而主阀内的弹簧保证阀芯处于零位状态(常通或常闭状态),以上两处位置的零位状态保证阀芯处于安全位置。同时,在旋转电磁铁的尾部还装有一霍尔元件用于监测旋转电磁铁的角位移,实现对阀芯的间接闭环控制。

1.1 伺服螺旋机构工作原理与优化设计

2D 高速开关阀工作原理和优化后的结构见图2所示, p_s 为进油口压力,A为控制油口,接被控装置,T为回油口,接油箱。阀芯的左端面 and 阀体构成敏感腔,其压力为 p_c ,阀体上开设有凹进去的斜槽,斜槽和敏感腔相通,阀芯的右端面与阀芯之间形

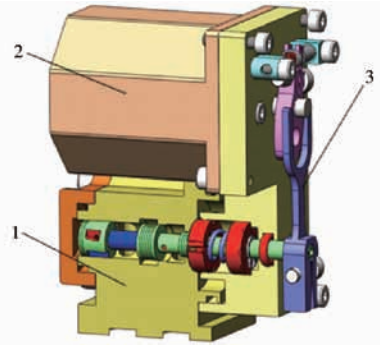


图1 2D高速开关阀整体结构图

Fig. 1 Structure of 2D high-speed on-off valve

1. 主阀 2. 电-机械转换器(旋转电磁铁) 3. 传动机构

成一个压力腔,该压力腔常通高压油。压力腔的油液有效作用面积为阀芯左端面面积 A_s (即敏感腔中油液对阀芯的有效作用面积)的1/2,使得阀芯处于平衡状态。阀芯左边台肩上对称开设有高压孔槽和低压槽,高压孔槽中有一高压孔通过阀芯内的通道与系统压力 p_s 相通,而低压槽则直接与回油口T相通。高低压斜槽边之间的距离与阀体内开设的斜槽宽度基本相等,两者之间形成阀口关系控制敏感腔内的压力。阀芯由旋转电磁铁经拨叉拨杆机构驱动做周向旋转时,阀芯上的高低压斜槽与阀体上的斜槽之间形成高压节流孔或者低压节流孔,构成控制敏感腔内压力的液压阻力半桥,两个节流孔的液阻定义为 R_h 和 R_l 。因压力腔的压力常通高压油,因此,阀芯的平衡力平衡状态由敏感腔内的压力控制。初始状态时,高、低压的液阻相等,阀芯处于平衡位置;阀芯周向旋转时,由高、低压节流孔组成的液压阻力半桥将改变敏感腔内的压力,阀芯平衡被破坏,阀芯做轴向移动,直至到达新的平衡位置,进而打开或者关闭阀口。

从以上分析可以看出,伺服螺旋机构将阀芯的周向旋转转换为阀芯的轴向移动,该移动由液压力驱动,液压的功率密度比大,驱动力也大。与直接驱动式的高速开关阀相比,可以将驱动阀芯旋转的力矩降低,即电-机械转换器的体积和质量都可以大幅度降低,使得2D高速开关阀体积和质量比其他同

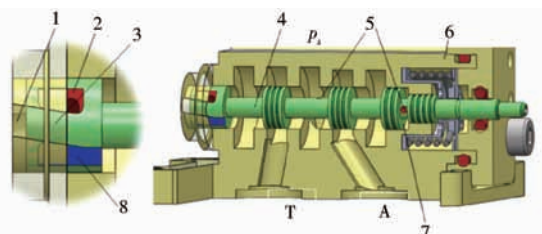


图2 斜槽型伺服螺旋机构原理图

Fig. 2 Servo spiral mechanism with slope groove

1. 敏感腔 2. 高压孔槽 3. 斜槽 4. 阀芯 5. 高压孔 6. 阀体
7. 压力腔 8. 低压槽

等流量的开关阀更小;同时液压驱动阀芯也有利于提高阀芯在压力较高时工作的抗“卡死”能力。

伺服螺旋机构是 2D 开关阀的导控级,提高 2D 开关阀的快速响应能力的一个关键是提高螺旋伺服机构导控级的快速响应能力,其导控能力主要受阀芯高、低压斜槽和阀体斜槽组成的液阻大小决定。为提高 2D 开关阀的响应能力,将阀芯的导控斜槽设计为如图 3a 所示的斜槽型阀芯结构,图 3b 为改进前的圆孔型导控结构,阀体上的斜槽结构不变。为提高通流面积,将阀芯直径由 6 mm 改为 7.6 mm,同时为保证行程,将斜槽升角由 72° 改为 80° 。从图 3 分析可以得出,图 3b 圆孔型的阀芯与阀体上斜槽的相交部分为弓形,面积梯度较小,而斜槽型的阀芯与阀体上的斜槽的相交部分为平行四边形,面积梯度大大增加,导控能力也大大提高,有利于提高开关阀的频响。

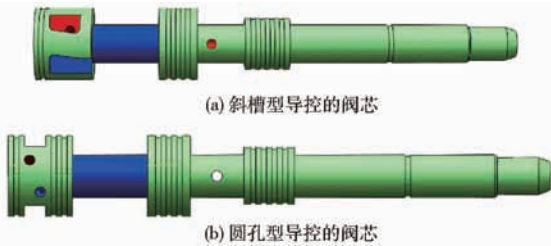


图 3 圆孔型和斜槽型阀芯导控级结构图

Fig. 3 Spool structure of slope grooves and holes

1.2 变传动机构优化设计

传动机构将旋转电磁铁的转动力矩和角位移传递到阀芯,驱动阀芯进行旋转运动,提高先导力,除了保证力矩和角位移的精确传递外,还起到放大力矩的作用。对传动机构的研究主要经历了 3 个阶段:齿轮齿条传动、定传动比传动和本文设计的变传动比传动。在 2D 阀研制后的很长一段时间内,传动机构采用了图 4a 所示的齿轮齿条传动,电-机械转换器带动上齿轮做旋转运动,进而带动与其啮合的齿条和摆杆摆动,最后驱动阀芯做旋转运动。在实际工作中,齿轮齿条在做旋转运动时,由于阀芯的轴向滑动,齿面之间也存在相对滑动,造成齿轮齿条间的摩擦力也大大增加,容易卡住或者断续工作。同时,由于齿轮齿条传动的加工和装配的精度不高,传动过程中存在间隙,虽然通过叠加高频颤振到输入信号可以抵消其对滞环的一部分影响,但传动过程还是不平稳,同时还存在脱齿或咬死现象,影响 2D 阀的正常工作。为此,在第 2 阶段,提出了图 4b 所示的定传动比机构,因旋转电磁铁的旋转角度很小,近似认为该机构的传动比恒定,一般为 1:5。与齿轮齿条传动相比,采用拨叉拨杆的结构,结构简单,加工难度也降低,只需要保证拨叉拨杆接触圆弧

面的加工精度。传动过程为线接触,有效降低了摩擦力。但在实际工作过程中,由于开关阀受摩擦力、液动力等因素影响,阀芯容易在初始状态发生“卡死”现象,主要是由于定传动比的拨叉拨杆机构对克服外力的能力不够导致,恒定的力矩输出不能消除“卡死”。

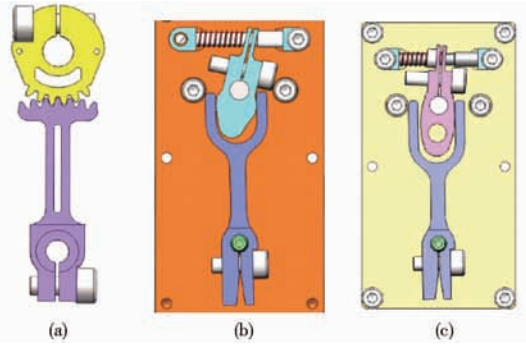


图 4 传动机构比较

Fig. 4 Comparison of transmissions

为此,提出了图 4c 所示的变传动比的拨叉拨杆机构。2D 高速开关阀的“卡死”主要发生在打开的初始阶段,该阶段要求阀芯获得较大的力矩。为实现变传动比的传动方案,提出将上拨叉的轮廓设计为椭圆。图 5 为变传动机构分别处于初始位置和上拨叉转动 θ 时的位置。旋转电磁铁的最大转动角度为 12.5° ,为方便装配,在旋转电磁铁工作到最大转角时,上下拨叉拨杆处于竖直位置;而在初始位置时,上拨叉的位置偏移竖直位置 12.5° 。此时,传动机构接触点 P 的法线经过上拨叉的旋转中心 O_1 。根据“三心定理”,上拨叉与下拨杆的相对瞬心 Q 与 O_1 重合,该机构的瞬时传动比为无穷大,下拨叉有一个很大的力矩输出。随着上拨叉的继续转动,相对瞬心 Q 点向下拨叉转动中心 O_2 移动。根据瞬心定理,上拨叉与下拨杆的传动比等于各自转动中心到瞬心距离的反比,随着拨杆转动,该机构的传动比随之减小。图 6 和图 7 为旋转电磁铁旋转时,变传动机构的传动比变化和下拨杆的力矩变化曲线,在打开初期,传动比非常大,因此,下拨杆获得的力矩也非常大,有利于降低阀芯的“卡死”现象,保证 2D 开关阀的正常工作。目前,变传动比的传动机构已经在新型 2D 高速开关阀上应用。

1.3 旋转电磁铁优化设计

旋转电磁铁将输入的控制信号转化为旋转运动,输出力矩和角位移。现有研究表明^[16-17]:旋转电磁铁的动态性能对 2D 高速开关阀的频响影响较大,主要是受旋转电磁铁的转动惯量和惯性力影响。现有 2D 高速开关阀用的旋转电磁铁转子作成 3 个 52° 叶片均布的结构形式^[17],惯性力较大,是约束

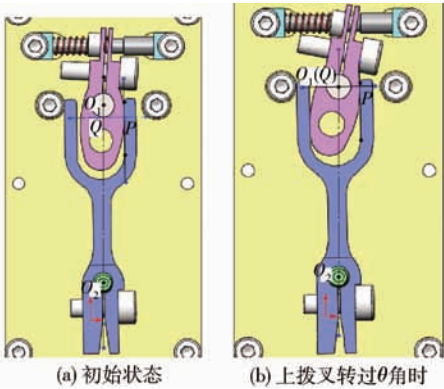


图5 变传动比机构

Fig.5 Variable ratio transmission rigging

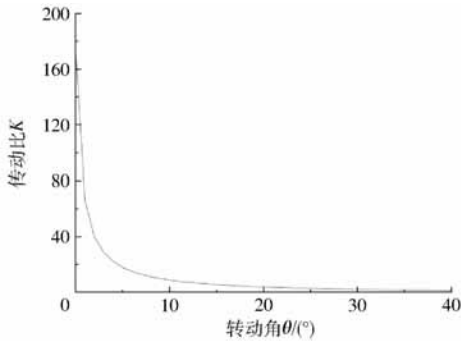


图6 变传动机构传动比变化曲线

Fig.6 Curve of variable ratio transmission rigging

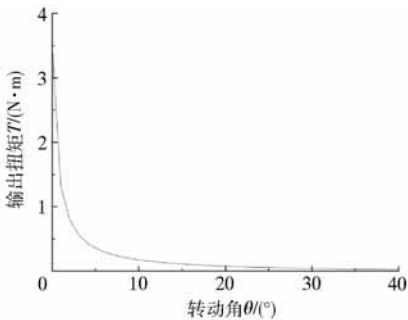


图7 变传动机构下拨杆力矩变化曲线

Fig.7 Torque of low-shift bar

2D 开关阀动态性能的一个主要因素。为降低旋转电磁铁的惯性力,提高其动态特性,采用6个26°叶片均布的结构形式,见图8,这种结构有效地降低了转动惯量,极大地提高了旋转电磁铁的动态响应能力。图9为旋转电磁铁实物,体积和质量都很小,2D高速开关阀的先导功率一体化结构使其对旋转电磁铁的输出力矩要求较小,该旋转电磁铁的力矩为0.02 N·m。

2 2D 高速开关阀数学模型

通过以上3部分的优化有利于提高2D高速开关阀的动态性能。下面建立2D高速开关阀的模型,对其进行理论分析,建模主要分为3部分:旋转电磁铁、变传动机构和伺服螺旋导控级。

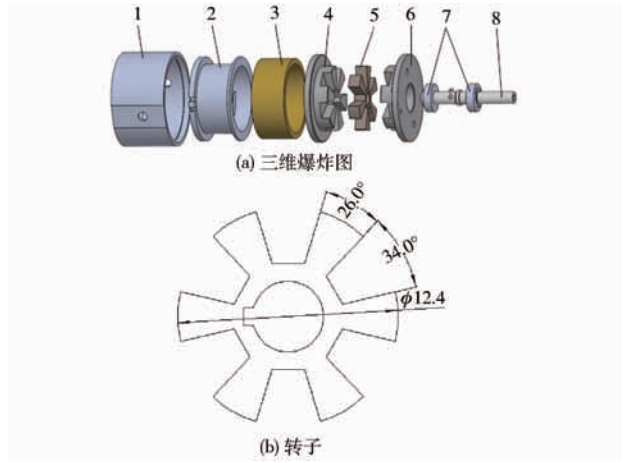


图8 单向旋转电磁铁

Fig.8 Unidirectional rotating electromagnet

1.壳体 2.线圈保持架 3.线圈 4.左定子 5.转子 6.右定子 7.轴承 8.转子轴

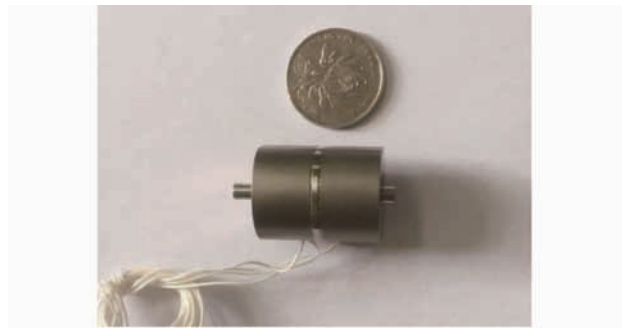


图9 旋转电磁铁实物

Fig.9 Photo of rotating electromagnet

2.1 旋转电磁铁

线圈绕组平衡方程为

$$u = R_L i + L \dot{i} + k_e \dot{\theta}_e \quad (1)$$

式中 u ——旋转电磁铁绕组的输入电压
 R_L ——绕组线圈的电阻
 L ——绕组线圈的电感
 k_e ——绕组反电动势系数
 i ——绕组电流 θ_e ——转子转角
 旋转电磁铁力矩方程为

$$T(\theta_e) = k_t i \quad (2)$$

式中 k_t ——转矩系数
 旋转电磁铁转子的转矩方程为

$$T(\theta_e) = J_r \ddot{\theta}_e + B_e \dot{\theta}_e + K_L \theta_e + T_D \quad (3)$$

式中 J_r ——折算到转子上的转动惯量
 B_e ——转子阻尼系数 K_L ——弹簧刚度
 T_D ——折算到转子上的负载转矩

2.2 变传动机构传动比

变传动机构的传动比方程为

$$K = a / [a \sin \theta - a \cos \theta / \tan(\pi - \arccos((R_0 - r) / \sqrt{(b \cos \theta)^2 + (a - b \sin \theta)^2}) - \arctan(b \cos \theta / (a - b \sin \theta)))] - 1 \quad (4)$$

式中 a ——拨叉拨杆中心之间的距离
 b ——拨叉工作面轮廓圆心到拨叉中心的距离
 R_0 ——拨叉工作面轮廓半径
 r ——拨叉工作面间距的一半

2.3 伺服螺旋导控

伺服螺旋机构作为导控级,将阀芯的旋转运动进行液压放大,转化为阀芯的轴向滑动,主要通过改变高压孔槽或低压槽与斜槽的重叠面积大小,进而控制油液进出敏感腔,控制敏感腔的压力,使得阀芯的初始力平衡状态受到破坏,液压力推动阀芯轴向滑动,在滑动过程中,重叠面积又发生变化,直到重叠面积回到初始状态,阀芯重新建立力平衡。在阀芯转动角度和斜槽升角不变的前提下,重叠面积越大意味着导控流量越大,敏感腔压力变化越快,驱动阀芯的负载力建立越快,阀芯的动态响应也就越快。根据阀芯旋转角度和重叠面积的不同,可以将对应关系分为 4 种情况,见图 10。由于采用斜槽型阀芯结构,其数学模型与原先的圆孔型阀芯结构的数学模型^[16]不同。

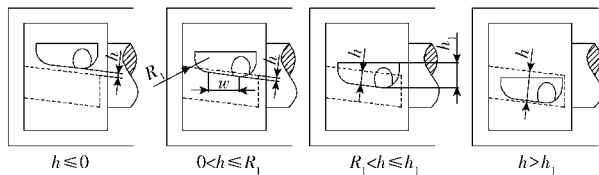


图 10 斜槽与高低压孔槽的位置关系示意图

Fig. 10 Relation between slope groove and high-pressure groove

高低压孔槽与斜槽的重叠面积 A_1 为

$$A_1 =$$

$$\begin{cases} 0 & (h \leq 0) \\ \frac{\pi R_1^2 \arccos((R_1 - h)/R_1)}{180} + w(h - h_0) & (0 < h \leq R_1) \\ \frac{\pi R_1^2}{2} + \frac{2(h - R_1) + R_1}{\sin \alpha} & (R_1 < h \leq h_1) \\ \frac{\pi R_1^2}{2} + \frac{0.36 + R_1}{\sin \alpha} & (h > h_1) \end{cases} \quad (5)$$

其中 $h = \frac{R\pi\theta}{180} - h_0$

式中 h ——高压孔槽与斜槽重叠长度
 h_0 ——高压孔槽与斜槽正遮盖长度
 R_1 ——高压孔槽通流孔半径
 α ——螺旋槽升角 R ——阀芯半径
 h_1 ——高压孔槽通流孔直径
 w ——高压孔槽导的导控面积梯度
同理,可以得到低压槽与斜槽的重叠面积 A_2 。
高压孔槽通过斜槽流进敏感腔的流量 q_1 为

$$q_1 = C_d A_1 \sqrt{2(p_s - p_c)/\rho} \quad (6)$$

式中 C_d ——流量系数 ρ ——油液密度
由敏感腔通过低压槽流出的流量 q_2 为

$$q_2 = C_d A_2 \sqrt{\frac{2p_c}{\rho}} \quad (7)$$

根据流量连续性方程^[18],假设油液不可压缩且无泄漏,敏感腔的流量连续性方程为

$$q_1 - q_2 = A \dot{x}_v + \frac{V_c}{\beta_e} \dot{p}_c \quad (8)$$

式中 x_v ——阀芯轴向位移
 V_c ——敏感腔体积
 β_e ——油液的体积弹性模量
 A ——阀芯左端面的油液有效作用面积
阀芯的受力平衡方程为

$$p_c A - p_s \frac{A}{2} = m \ddot{x}_v + B_p \dot{x}_v + K_f x_v + F_L \quad (9)$$

式中 m ——折算阀芯上的总质量
 B_p ——粘性阻尼系数
 F_L ——外部负载力
 K_f ——负载弹簧刚度

式(1)~(3)构成旋转电磁铁的数学模型;式(4)为变传动机构的传动比,计算过程较为复杂,因此只给出了最后变传动比公式;式(5)~(9)为伺服螺旋机构的数学模型;式(1)~(9)构成了 2D 高速开关阀的数学模型。

3 仿真分析

根据式(1)~(9)建立的数学模型,在 Matlab 上对其进行仿真研究和分析,研究 2D 高速开关阀的结构参数对系统动态响应的影响以及结构优化后的频率特性。2D 高速开关阀的结构参数见表 1。

仿真的主要目的是确定面积梯度对系统动态响应性能的影响以及改进后的 2D 高速开关的幅频特性曲线。图 11 为仿真得到的幅频特性曲线,从图 11 可以看出:输入正弦信号的频率较低时,幅值对数比的衰减较小,输出能够对输入进行快速跟踪响应;随着输入频率的提高,幅值逐渐衰减,在纵坐标 -3 dB 幅值衰减处相对应的输入正弦频宽大约为 240 Hz,从图 11 分析得出 2D 高速开关阀具有很高的频率特性和良好的动态响应性能。

图 12 为伺服螺旋机构的导控面积不同时,系统的幅频特性曲线。从图 12 可以看出,导控面积对幅频特性的影响较大,导控面积越大,系统的频率特性也越好,这也是将圆孔型阀芯改为斜槽式阀芯的主要原因。在阀芯直径和斜槽升角不变的情况下,阀芯转动时,阀芯的导控斜槽和阀体上斜槽的重叠面

积就越大,导控面积的增大,使得幅值对数比的衰减变慢,具有更好的频率特性。

表 1 结构参数

Tab. 1 Structure parameters

参数	数值
阀芯半径 R/mm	3.8
阀芯满行程 x_{vm}/mm	0.8
阀芯质量 m/g	7.4
左端面阀芯面积 A/mm^2	45.3
敏感腔初始体积 V_c/mm^3	45.3
拨叉工作面间距/ mm	8
高压孔槽通流孔半径 R_1/mm	1
流量系数 C_d	0.62
粘性阻尼系数 B_p	23
转动惯量 $J_r/(\text{g}\cdot\text{cm}^2)$	380
输出扭矩 $T/(\text{N}\cdot\text{m})$	0.02
正遮盖长度 h_0/mm	0.005
油液密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	850
螺旋槽升角 $\alpha/(\text{°})$	80
系统压力 p_s/MPa	21

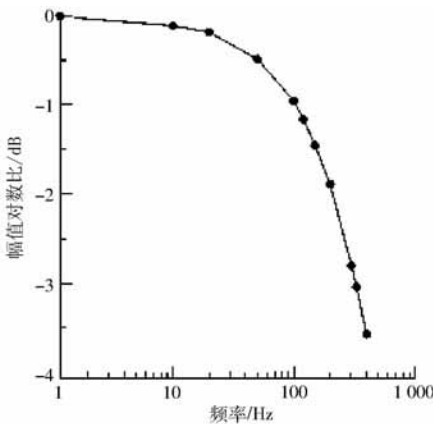


图 11 幅频特性曲线

Fig. 11 Curve of amplitude - frequency characteristics

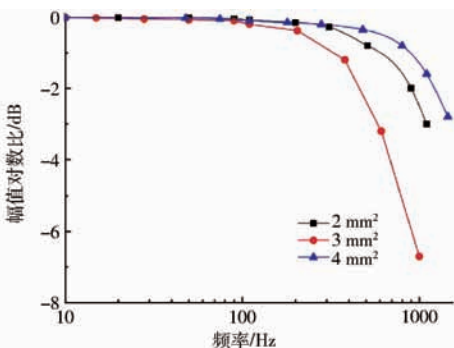


图 12 导控面积对响应的影响

Fig. 12 Effect of pilot area on response

4 实验

根据以上分析结果,建立了图 13、14 所示的 2D 高速开关阀实验装置,图 15 为 2D 高速开关阀实物

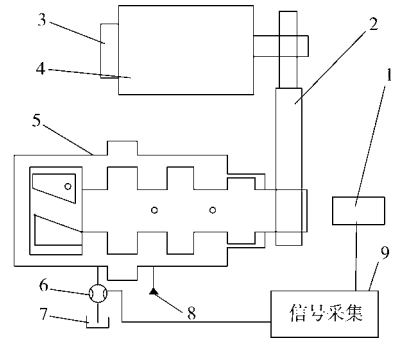


图 13 2D 高速开关阀实验原理图

Fig. 13 Experimental principle of 2D high-speed on-off valve

1. 激光位移传感器 2. 变传动机构 3. 信号输入 4. 旋转电磁铁 5. 开关阀 6. 流量计 7. 油箱 8. 油源 9. 示波器



图 14 实验装置

Fig. 14 Experimental device

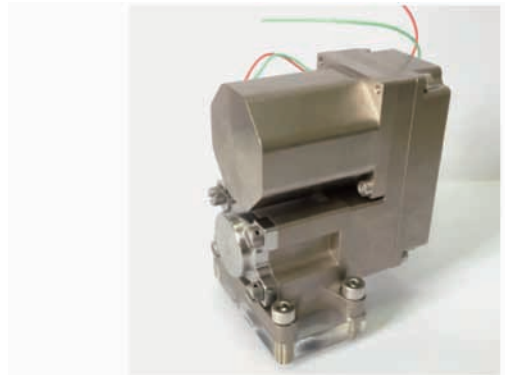


图 15 2D 高速开关阀

Fig. 15 2D high-speed on-off valve

图。将控制信号输入至旋转电磁铁,驱动旋转电磁铁快速转动(固定转角 12.5°),再带动变传动机构输出转矩和角位移,使阀芯转动,进而改变敏感腔内压力,推动阀芯进行轴向滑动,打开阀口。激光位移传感器用于测量阀芯的轴向滑动位移,流量计用于检测开关阀流量,输入信号、流量计和激光位移传感器的信号通过示波器进行采集和保存。实验主要包括阶跃响应实验和零位泄漏实验。阶跃响应实验用于测定 2D 高速开关阀的阶跃响应时间,评定其动态性能,并将结果与改进前的 2D 高速开关阀进行比较;零位泄漏实验是评定关闭状态下的泄漏流量,并判断改进后的阀芯斜槽对泄漏的影响。阶跃响应实验是通过激光位移传感器测定阀芯的阶跃位移,并将位移信号与输入信号一起评定。系统压力为

14 MPa (图 16) 下的阶跃响应时间为 8.9 ms。图 17 为 21 MPa 下满量程的阶跃响应, 从信号输入开始算, 阶跃响应的时间大约为 8.0 ms, 比改进前 28 MPa 下的阶跃响应时间 18 ms^[16] 有较大幅度的减少, 是旋转电磁铁优化设计使其转动惯量降低, 伺

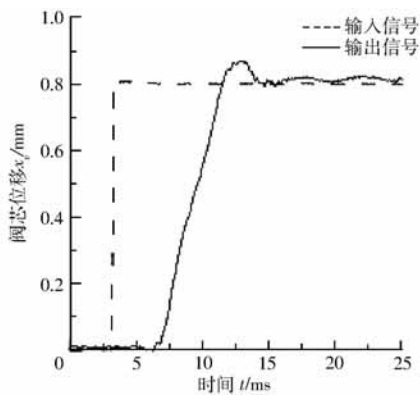


图 16 14 MPa 时的阶跃响应曲线

Fig. 16 Curves of step response at 14 MPa

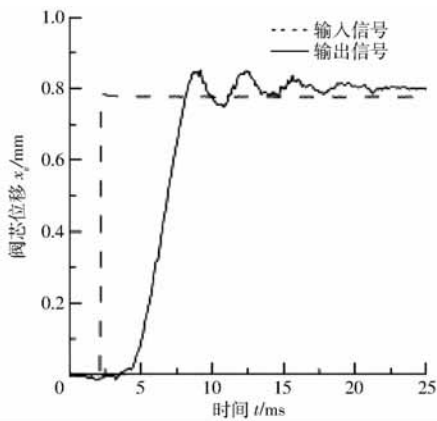


图 17 21 MPa 时的阶跃响应曲线

Fig. 17 Curves of step response at 21 MPa

服螺旋机构导控面积增大, 以及变传动比机构增大输出力矩等共同作用的结果, 也与图 11、12 幅频特性曲线仿真结果的分析吻合。

与此同时, 还做了零位泄漏实验, 将 2D 开关阀开口处于初始位置, 在不同的系统压力下, 由图 13 中的流量计对系统总的泄漏流量进行监测, 监测结果为 7、14、21 MPa 下的泄漏率分别为 3.4、4.7、5.6 L/min, 2D 开关阀的泄漏率还是比较低的, 泄漏率并没有随着伺服螺旋机构导控面积的增大而增大, 基本处于较低的水平, 不影响系统的正常工作。

5 结论

(1) 通过增大 2D 高速开关阀的导控面积, 降低旋转电磁铁的转动惯量, 同时将传动机构优化设计为变传动比, 提高其动态响应能力, 优化后的 2D 高速开关阀的阶跃响应时间有较大幅度的减少。在工作压力 21 MPa、满量程 0.8 mm 下, 阶跃响应时间为 8.0 ms, 额定流量为 60 L/min (单边压降 3.5 MPa)。

(2) 通过改变拨叉拨杆机构的接触面轮廓线, 传动机构的传动比随旋转电磁铁转动而变化, 在工作初期传动比很大, 有利于降低阀芯“卡死”概率, 提高阀芯的动态响应和工作稳定性。

(3) 与同类高速开关阀相比, 2D 高速开关阀基于伺服螺旋机构, 采用液压力对阀芯进行驱动, 力矩要求小, 可以大大降低电-机械转换器的体积和质量, 具有结构简单、体积小和导控放大一体化等特点, 同时还易于通过改变阀芯和螺旋槽等结构参数设计大流量的开关阀。

参 考 文 献

- VOLKOV V Y, SKININ A P, ZHURAVLEV O N, et al. A Numerical and experimental investigation of the characteristics of an on-off valve with permanent magnet [J]. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2015, 50(11-12):799-805.
- OUYANG Xiaoping, YANG Huayong, JIANG Haoyi, et al. Simulation of the piezoelectric high-speed on/off valve [J]. *Chinese Science Bulletin*, 2008, 53(17):2706-2711.
- ZHU Kangwu, GU Linyi, CHEN Yuanjie, et al. High speed on/off valve control hydraulic propeller [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 25(3):463-473.
- 丁凡, 姚健娣, 笄靖, 等. 高速开关阀的研究现状 [J]. *中国工程机械学报*, 2011, 9(3): 351-358.
DING Fan, YAO Jiandi, DA Jing, et al. Advances on high-speed on-off valves [J]. *Chinese Journal of Construction Machinery*, 2011, 9(3): 351-358. (in Chinese)
- REICHERT M, MURRENHOFF H. New concepts and design of high response hydraulic valves using piezo-technology [M] // JOHNSTON D N, EDGE K A. *Power Transmission and Motion Control*, 2006: 401-414.
- 左强, 李胜, 阮健, 等. 2D 电液比例方向阀弹性压扭联轴器研究 [J]. *农业机械学报*, 2014, 45(5):327-333.
ZUO Qiang, LI Sheng, RUAN Jian, et al. Study on 2D electro hydraulic proportional directional valve elastic pressure torsion coupling [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014, 45(5):327-333. (in Chinese)
- CAO Qinghai. Digital electro-hydraulic proportional control for bulldozer working device [C] // 2010 Wase Global Congress on Science Engineering, 2011:771-773.
- 刘国文, 李胜, 阮健, 等. 双向压扭联轴器滞环颤振补偿技术研究 [J]. *农业机械学报*, 2015, 46(6):349-354.
LIU Guowen, LI Sheng, RUAN Jian, et al. Dithercomenstion technology for hysteresis of bi-direction thrust torsion coupling [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2015, 46(6):349-354. (in Chinese)

- 9 REUTER J, MAERKL S, JAEKLE M. Optimized control strategies for fast switching solenoid valves[J]. *International Journal of Fluid Power*, 2010,11(3):23-33.
- 10 赵伟,张凯,黄钰墨,等. 一种大流量高速开关阀的设计与实验研究[J]. *液压与气动*,2013(9):38-40.
ZHAO Wei, ZHANG Kai, HUANG Yuzhao, et al. Design and experimental study of an on-off valve with larger flow rate and fast response [J]. *Chinese Hydraulics & Pneumatics*, 2013(9):38-40. (in Chinese)
- 11 TU H, RANNOB B, WANG M, et al. Modeling and validation of a high speed rotary PWM on/off valve[C]//*Proceedings of the ASME Dynamic Systems and Control Conference*, 2009: 629-636.
- 12 石延平,刘成文,张永忠. 一种大流量高速开关阀的研究与设计[J]. *机械工程学报*, 2004,40(4):195-198.
SHI Yanping, LIU Chengwen, ZHANG Yongzhong. Design and study of a new kind of larger flow rate high-speed no-off valve [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2004, 40(4):195-198. (in Chinese)
- 13 LINDLER J E, ANDERSON E H. Piezoelectric direct drive servo valve [C]//*Proceeding of SPIE 2002 on Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies*,2002:488-496.
- 14 BAUER F, MURRENHOFF H. Piezoactuators — the future for high dynamically driven servo-valves [C]//*Proceedings of the Sixth International Conference on Fluid Power Transmission and Control*, 2005: 62-68.
- 15 ZHENG W Z, XIN H B, ZHAO F. Design of micro-displacement amplifier with piezoactuator [J]. *Mechanical Science & Technology*, 2003, 22(6): 966-967.
- 16 江海兵,阮健,李胜,等. 2D 电液高速开关阀设计与实验[J]. *农业机械学报*,2015,46(2):328-334.
JIANG Haibing, RUAN Jian, LI Sheng, et al. Design and experiment of 2D electrohydraulic high-speed on-off valve [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*,2015,46(2):328-334. (in Chinese)
- 17 孟彬,阮健,李胜. 2-D 数字阀用低惯量旋转电磁铁及其矩角特性研究[J]. *农业机械学报*,2011,42(12): 220-224.
MENG Bin, RUAN Jian, LI Sheng. Low inertia rotary electromagnet of 2D digital valve and research on its torque-angle characteristic[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*,2011,42(12): 220-224. (in Chinese)
- 18 Herbert E M. *Hydraulic control systems* [M]. New York: John Wiley & Sons, 1967.