

# 微小流量旋转直驱伺服阀传控特性分析与优化

陆亮<sup>1,2</sup>, 徐寅鹏<sup>1</sup>, 李梦如<sup>1</sup>, 张小洁<sup>3</sup>, 凌扬洋<sup>3</sup>, 李鸿向<sup>3</sup>

(1. 同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804; 2. 流体动力与机电系统国家重点实验室, 浙江 杭州 310007;

3. 江苏金陵智造研究院有限公司, 江苏 南京 210006)

**摘要:** 针对无人机、战术弹、支线民航等小型飞行器航空发动机燃油计量系统与推力矢量系统微小流量的伺服控制需求, 就旋转直驱伺服阀偏心球副传动接口与非全周节流阀口等关键结构进行了尺寸约束设计分析, 并就节流阀口宽度、球副偏心距以及驱动电机转动惯量等重要参数进行了优化分析, 给出了伺服阀结构设计的优化区间。在此基础上, 研究提出了电机转角与电流双闭环控制方法, 幅频响应实测结果与理论分析较为一致, 200 Hz 以上高频响应满足实际需求, 且双闭环控制方法大幅降低了伺服阀响应超调并提升了稳定性。

**关键词:** 旋转直驱伺服阀; 微小流量; 传动与控制; 建模分析; 设计优化

中图分类号: V249. 1; TH137. 5

文献标志码: A

## Analysis and Optimization of Transmission and Control Characteristics of Micro-Flow Rotary Direct-Drive Servo Valve

LU Liang<sup>1,2</sup>, XU Yinpeng<sup>1</sup>, LI Mengru<sup>1</sup>, ZHANG Xiaojie<sup>3</sup>, LING Yangyang<sup>3</sup>, LI Hongxiang<sup>3</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. State Key Laboratory of Fluid Power and Mechatronic Systems, Hangzhou 310007, China; 3. Jiangsu Jinling Intelligent Manufacturing Research Institute Co., Ltd., Nanjing 210006, China)

**Abstract:** Aimed at the micro-flow servo control requirements of fuel metering system and thrust vector system of small aircraft such as un-manned aerial vehicle, tactical missile and regional civil aviation, the size constraint and design analysis of key structures such as eccentric ball pair transmission interface and non-full-circle throttle valve port of rotary direct-drive servo valve

is conducted. The optimization analysis of important parameters such as throttle valve port width, ball pair eccentricity, and driving motor moment of inertia is performed, and the optimization interval of servo valve structure design is given. In addition, a double closed-loop control method for motor angle and current is proposed. The measured results of amplitude-frequency response are consistent with the theoretical analysis, and the high frequency response above 200 Hz meets the actual requirements. The double closed-loop control method greatly reduces the response overshoot of servo valve and improves the stability.

**Keywords:** rotary direct-drive servo valve; micro-flow; transmission and control; modeling analysis; design optimization

电液伺服阀是伺服控制系统的关键元件, 其性能制约整个系统的控制精度、响应特性以及工作可靠程度<sup>[1]</sup>。早在第二次世界大战期间, 因战争需求, 伺服阀的工作原理和设计专利就已经被提出<sup>[23]</sup>。以 MOOG 公司双喷嘴挡板式伺服阀为代表的先导式两级伺服阀自问世以来长期占据市场垄断地位, 但前置级抗污能力较差、泄漏较高、易温漂等问题始终存在<sup>[4-5]</sup>。20 世纪 70 年代以来, 因电磁驱动技术的进步, 高性能的直接驱动式电液伺服阀开始研制<sup>[6]</sup>。直接驱动式伺服阀在驱动马达形式、主阀芯运动形式和机械驱动接口形式方面经历了不断探索、不断进步的过程。在驱动马达的形式上, 直驱式伺服阀从一开始的直线力马达驱动发展到后来出现的音圈电机驱动、压电材料驱动、磁致伸缩材料驱动等。Parker 公司将 IBM 公司开发的音圈电机用于直接驱

收稿日期: 2022-07-23

基金项目: 国家重点研发计划(2019YFB2005102); 国家自然科学基金(52075387); 上海市自然科学基金(22ZR1464400); 流体动力与机电系统国家重点实验室开放基金(GZKF-201907)

第一作者: 陆亮, 副教授, 工学博士, 主要研究方向为电液伺服与智能建造和智能控制。

E-mail: luliang829@tongji.edu.cn

通信作者: 李梦如, 工程师, 工学博士, 主要研究方向为电液伺服控制。E-mail: limengru@tongji.edu.cn



论文  
拓展  
介绍

动式伺服阀的驱动级,推出了音圈电机直驱阀<sup>[7]</sup>。美国 Jason 等<sup>[8]</sup>和日本 Urai 等<sup>[9]</sup>分别利用压电材料和超磁致伸缩材料的形变特性为直动型单级电液伺服阀提供驱动力,该种形式的阀结构紧凑、响应速度较快,但由于材料特性受温度变化影响大,目前该种形式的阀仍停留在理论研究和实验试制阶段。在主阀芯运动形式上,主要有阀芯轴向直线运动的滑阀形式和阀芯绕轴转动的转阀形式。目前主流的直驱式伺服阀绝大多数都采用阀芯轴向直线运动的滑阀形式,通过阀芯的轴向直线运动改变阀芯与阀套或阀体之间的节流口大小来实现流量和压力控制。如 MOOG 公司的 D633 系列直动阀,其控制精度和响应频率均不低于传统电液伺服阀,该阀采用的是二凸肩四边圆柱滑阀形式的主阀芯,主阀芯由同向布置的直线力马达驱动实现位置的变化<sup>[10]</sup>。国内外也有对阀芯绕轴转动的转阀形式的专利<sup>[11]</sup>和研究,如西安交通大学研制出的转阀式直动型电液伺服阀<sup>[12]</sup>,该型直动阀在阀芯与阀套上对应位置开槽,当阀芯在阀套内绕轴线转动时,对应的槽打开形成节流窗口,从而输出相应的控制流量或压力。

在机械驱动接口形式上,20世纪80年代末期开始,出现一批关于旋转直线驱动伺服阀的专利,这种旋转直驱阀在结构布置上相对于直线直接驱动阀更加紧凑且对滑阀运动方向的外界振动不敏感。1987年, Vanderlaan 等<sup>[13]</sup>提出一种球驱动机构阀,球形部件偏心安装在有限转角力矩电机的输出轴上,并插装在所驱动滑阀的圆柱孔内。球形部件的外径与滑阀圆柱孔的内径相同。当电机转动时,由于偏心作用,球形部件的旋转运动转化为滑阀的水平运动和滑阀的旋转运动。1988年 Haynes 等<sup>[14]</sup>的专利中提出了2种驱动滑阀的机构,第一种与 Robert 提出的专利结构类似;第二种是采用与电机相连的圆柱针和与之配合的凹槽,向阀芯传递运动和力。此种球副式旋转直驱电液伺服阀因为其结构紧凑、抗污染、功重比高等优点,在国内外的直驱式电液伺服阀产品研制中受到极大的重视<sup>[15]</sup>。美国伍德沃德、国内中航工业 609 所和南京金陵智造院都推出了基于球副式旋转直驱的伺服阀产品,采用有限转角力矩电机作为驱动电机通过偏心球副将电机的旋转运动转化为阀芯的直线运动。英国 Domin 公司制造的旋转直驱伺服阀同样可使用有限转角力矩电机作为前驱,但不同的是 Domin 公司设计了一种带有柔性板的阀芯以适应电机偏心转轴带来的径向驱动力,并且该阀的主阀部分采用增材制造技术,阀的质量大

幅度减小,同时还具有极高的动静态性能。在伺服阀改进优化方面,相关学者就驱动结构和控制策略等方面展开了大量研究。钱占松<sup>[16]</sup>针对旋转直接驱动电液压力伺服阀进行了原理分析和数学建模,对该阀的静态特性和动态特性进行了试验研究。原佳阳等<sup>[17]</sup>针对旋转直接驱动电液压力伺服阀建立了非线性数学模型,提出了偏心驱动机构参数对阀阶跃响应的规律,并通过试验样机验证了理论分析的正确性;閻耀保等<sup>[18]</sup>针对单边驱动小球式旋转直驱压力伺服阀静态测试卡滞的问题,建立了阀芯运动全局函数,分析并复现了该阀的卡滞问题,研究发现增大阀芯与阀套半径间隙或减小球副偏心距,可以在保持伺服阀原有性能的同时获得阀芯运动全局不卡滞最优解。在旋转直驱阀的驱动级研究方面,胡小飞等<sup>[19]</sup>用等效磁路法分析了旋转直驱阀用有限转角电机的矩角特性并用有限元软件对该电机进行了特性分析,结合实验结果验证了所设计的电机扭矩和力矩波动符合设计要求;李潇<sup>[20]</sup>针对直升机电传操纵系统上的旋转直驱阀设计了一种具有高功重比和低力矩脉动的有限摆角力矩电机,用粒子群算法对电机结构进行了参数优化设计,采用一种仿 Halbach 永磁阵列的形式提升了电机的力矩输出性能。在旋转直驱阀的控制策略方面,冯新阳等<sup>[21]</sup>针对小球式旋转直接驱动电液压力伺服阀工作时出现的压力振荡问题,研究了电机转角内闭环和油液压力外闭环的双闭环反馈控制,发现伺服阀液压部分负刚度导致了稳定性差,并用仿真和试验结合验证了增加电机转角电反馈系数可以提高阀的稳定性;原佳阳等<sup>[22]</sup>针对航空发动机燃调系统中旋转直驱伺服阀出现的液动力负载扰动问题,采用电流环和位置环双闭环 PID (Proportional Integral Derivative) 模糊控制系统,明显提高了系统响应时间并且能使系统在遭受干扰时更快地恢复稳定。陆亮等<sup>[23]</sup>针对小球式旋转直驱压力伺服阀出现的阶跃响应超调量大、调整时间长等不稳定现象,在结构参数和控制方法上分别提出减小滑阀负遮盖量和增加积分分离与动压反馈,并通过样机试验验证了结构参数和控制方法优化的合理性。

航空航天高端装备电液伺服系统对小空间液压元件的体积、重量和控制特性要求不断提高,主要体现在小尺度阀体结构下保有较高的阀口流量控制静态分辨率与动态稳定精度,以及小尺度驱动装置下保有较高的幅频响应特性,由此伺服阀阀口结构、传动接口、驱动电机关键参数以及控制策略的选用上需针

对性的研究优化。由此,本文针对旋转直驱伺服阀小流量高品质特性需求,在分析阀口结构、传动接口等关键结构并进行约束设计分析基础上,就结构参数和控制参数作了进一步优化分析,并进行试验验证。

## 1 结构原理

如图1所示,该伺服阀在整体上由电子控制器、有限转角力矩电机、阀件等部分组成,有限转角力矩电机与主阀体之间通过偏心球副结构连接,偏心球副结构可以将驱动电机的旋转运动转化为功率级阀芯的直线运动。主阀体的结构形式为零开口三位四通滑阀,有2个负载口A和B、一个进口口P和一个回油口T。当控制器端输入电流信号为零时,阀芯处于中位,阀口关闭,此时没有流量输出;当控制器端输入正负电流信号时,电机驱动偏心轴旋转相应角度,使阀芯产生位移改变开口大小从而达到流量控制的目的,该阀使用角度传感器将电机输出转角反馈至控制器端,实现电伺服闭环。

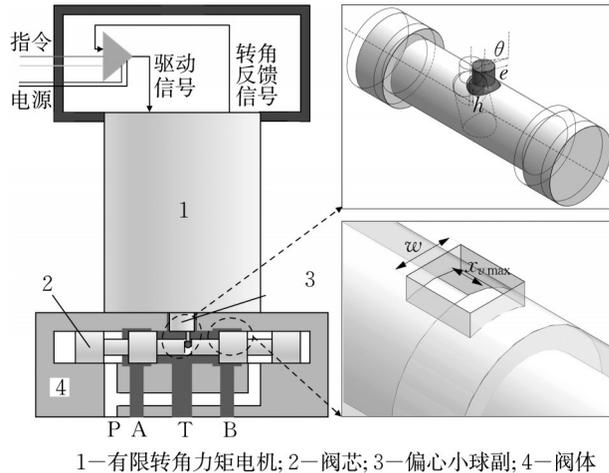


图1 微小流量旋转直驱伺服阀结构示意简图

Fig. 1 Structural schematic diagram of micro-flow rotary direct-drive servo valve

该伺服阀技术得益于力矩电机技术的发展,取消了传统伺服阀的射流先导级,不仅简化了驱动方式还解决伺服阀抗污染能力弱的问题。伴随航空航天高端装备电液伺服系统对小空间液压元件的体积、质量和控制特性要求不断提高,常用的全周开口滑阀结构将无法保证小流量条件下的流量控制分辨率和动态稳定精度。由于伺服阀体积、质量的限制,其驱动装置也需要进行小型化的选用,为维持甚至提升其动态特性,需要对电—机械转换装置的结构

形式、空间布局以及控制策略做针对性的设计优化。

## 2 数学建模

### 2.1 有限转角力矩电机模型

有限转角力矩电机实际上是一种微型机电组合系统,因而运动方程可以由电系统的电压平衡方程式和机械系统的力矩平衡方程组成。有限转角力矩电机电压平衡方程式为

$$U = Ri + L \frac{di}{dt} + E \quad (1)$$

式中: $U$ 为电机输入端电压; $i$ 为线圈电流; $R$ 为线圈电阻; $L$ 为电机电感; $E$ 为反电动势。

$$E = C_e \omega \quad (2)$$

式中: $C_e$ 为反电动势系数; $\omega$ 为电机旋转角速度,单位为 $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad (3)$$

式中: $\theta$ 为电机旋转角度。线圈电流 $i$ 与电机电磁力矩 $T_e$ 的关系为

$$T_e = C_m i \quad (4)$$

式中: $T_e$ 为电机电磁力矩; $C_m$ 为电磁转矩系数。在不考虑电机的干摩擦和认为电压输出与传感器转角呈线性关系时,机械系统的力矩平衡方程为

$$T_e = J_m \frac{d\omega}{dt} + f_m \omega + T_l \quad (5)$$

式中: $J_m$ 为电机等效的转动惯量; $f_m$ 为电机的等效阻尼系数; $T_l$ 为电机轴上的负载力矩。电机轴上的负载力矩分为两部分,一部分是阀芯沿轴向平动的推力产生的力矩,一部分是阀芯绕轴转动的力矩。

$$T_l = F_v e \cos \theta + \frac{T_v e \sin \theta}{h} \quad (6)$$

式中: $F_v$ 为阀芯沿轴向的驱动力; $e$ 为球副的偏心距; $T_v$ 为阀芯绕轴转动的驱动力矩; $h$ 为小球球心距阀芯轴线的高度。

### 2.2 阀芯位移与电机转角转换模型

电机通过偏心机构将转角转换为阀芯位移,阀芯位移 $x_v$ 与电机旋转角度 $\theta$ 的关系可表达为

$$x_v = e \sin \theta \quad (7)$$

### 2.3 阀芯力平衡模型

阀芯驱动力克服阀芯所受的惯性力、摩擦力和液动力,有

$$F_v = m_v \frac{d^2 x_v}{dt^2} + f_v \frac{dx_v}{dt} + k_v x_v \quad (8)$$

式中: $m_v$ 为阀芯、阀腔内液体等运动物体的总质量; $f_v$

为瞬态液动力阻尼系数; $k_v$ 为稳态液动力刚度系数。其中,瞬态液动力阻尼系数 $f_v$ 为

$$f_v = \frac{F_i}{\frac{dx_v}{dt}} = \gamma C_d \omega l \sqrt{2\rho\Delta p} \quad (9)$$

式中: $F_i$ 为阀芯受到的瞬态液动力; $C_d$ 为流量系数; $\omega$ 为阀口节流边长度; $l$ 为阀腔长度; $\rho$ 为油液密度; $\Delta p$ 为阀口前后压差。当 $F_i$ 为正阻尼力时, $f_v$ 取负值;当 $F_i$ 为负阻尼力时, $f_v$ 取正值。由于本文研究的微小型旋转直驱伺服阀的滑阀型式为零开口三位四通滑阀,根据式(9)可知,进油口和回油口处的瞬态液动力大小相等、方向相反,因此可以相互抵消。

稳态液动力刚度系数 $k_v$ 可以表达为

$$k_v = \frac{F_s}{x_v} = -2C_v C_d \omega \Delta p \cos \alpha \quad (10)$$

式中: $F_s$ 为阀芯受到的稳态液动力; $C_v$ 为流速系数; $\alpha$ 为射流方向角,理想直角锐缘滑阀的射流角为 $69^\circ$ 。

## 2.4 流量与位移转换模型

由于阀是零遮盖,伺服阀流量与阀芯位移成正比关系,流量 $Q$ 与阀芯位移 $x_v$ 的转换放大系数为

$$k_q = \frac{Q}{x_v} = C_d \omega \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (11)$$

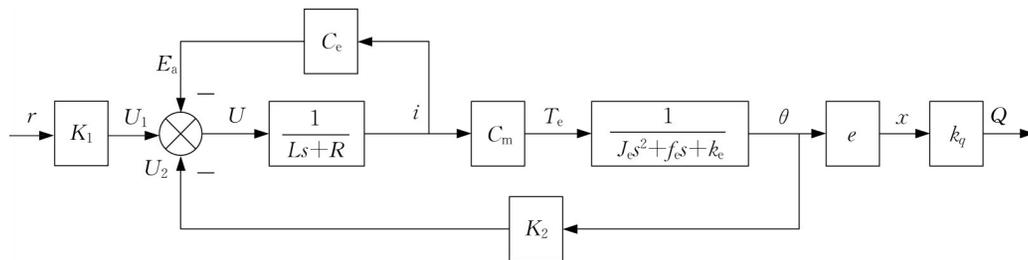


图2 线性化的数学模型框图

Fig. 2 Block diagram of linearized mathematical model

图2中 $J_e$ 、 $f_e$ 和 $k_e$ 分别为等效到电机旋转轴上的伺服阀机械运动部件当量转动惯量、当量阻尼系数和当量弹性系数,分别为

$$\begin{aligned} T_e &= J_e \frac{d^2\theta}{dt^2} + f_e \frac{d\theta}{dt} + k_e \theta \\ J_e &= J_m + m_v e^2 \\ f_e &= f_m + f_v e^2 \\ k_e &= k_v e^2 \end{aligned} \quad (15)$$

## 3 结构设计优化

偏心球副和有限转角力矩电机是旋转直驱伺服阀的特有结构,偏心球副的核心功能是将有限转角力矩电机的旋转运动稳定准确地转化为滑阀的直线

## 2.5 控制信号放大模型与输出转角反馈模型

控制信号为电压信号,将控制信号进行放大处理,放大系数为

$$K_1 = \frac{U_1}{r} \quad (12)$$

式中: $U_1$ 为放大后电压信号; $r$ 为控制信号; $K_1$ 为放大系数。

电机输出为转角信号,经霍尔传感器采集后输出信号为电压信号,经放大处理后得到反馈信号,转换放大系数为

$$K_2 = \frac{U_2}{\theta} \quad (13)$$

式中: $U_2$ 为放大后电压信号; $K_2$ 为放大系数。

输入有限转角力矩电机的电压 $U$ 为 $U_1$ 和 $U_2$ 、 $E_a$ 之差,即

$$U = U_1 - U_2 - E_a \quad (14)$$

## 2.6 线性化的系统动力学模型

由于伺服阀工作时有限转角力矩电机的转角 $\theta$ 很小,通常工作在 $\pm 10^\circ$ 以内,可近似认为 $\sin\theta \approx \theta$ , $\cos\theta \approx 1$ 。联立式(1)~(14)并进行拉普拉斯变换,可以得到线性化的动力学模型框图如图2所示。

运动,其结构参数的设计优化对整阀的性能有直接影响;而有限转角力矩电机作为驱动来源,伺服阀的响应性能与其驱动能力密切相关。除此之外,由于微小流量特点,还需对滑阀的阀口开口形状与尺寸进行分析优化以满足 $0.5\text{L}\cdot\text{min}^{-1}$ 的流量需求。依据上文建立的伺服阀数学模型,该部分针对阀口形状及尺寸、偏心球副偏心距和球心高度以及有限转角力矩电机的转动惯量进行重点分析并作设计优化。

### 3.1 阀口形式及尺寸

传统伺服阀一般采用全周开口节流口形式,针对 $0.5\text{L}\cdot\text{min}^{-1}$ 微小流量,如采用全周开口将会造成阀芯的最大位移过小,导致流量控制分辨率较低,同时对加工工艺的要求也相应较高,故该阀采用矩形

窗口形式,并限制节流边宽度,提高阀芯运动行程。阀口的最大通流面积应能满足伺服阀额定流量的液流输出。由经验公式可知流量与阀口通流面积之间关系为

$$Q = nC_d A_v \sqrt{\frac{2(p_s - p_0)}{\rho}} \quad (16)$$

式中: $n$ 为节流口的数量,取2; $Q$ 为额定流量,大小为 $0.5\text{L}\cdot\text{min}^{-1}$ ;  $A_v$ 为阀口通流面积; $p_s$ 为供油压力,大小为 $28\text{MPa}$ ;  $p_0$ 为回油压力,大小为 $0.5\text{MPa}$ ;  $C_d$ 为流量系数,根据阀芯直径 $d_v$ 为 $4.6\text{mm}$ 可确定流量系数 $C_d$ 大小为 $0.51$ 。将上述参数代入式(10)可得所需通流面积大小为 $0.064\text{mm}^2$ 。

如图3所示,阀口通流面积 $A_v$ 的大小等于阀芯的最大位移 $x_{v\max}$ 与阀口节流边宽度 $w$ 的乘积。

$$A_v = w \cdot x_{v\max} \quad (17)$$

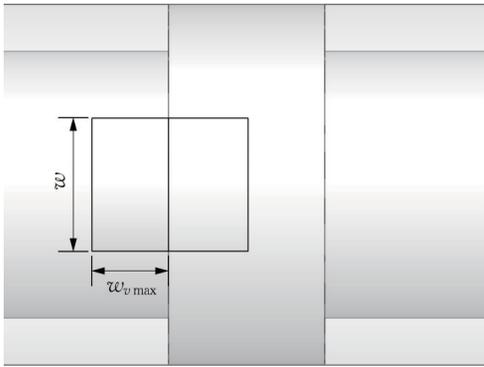


图3 阀口结构尺寸示意

Fig. 3 Schematic diagram of valve port structure and size

阀口节流边的宽度存在一个上限值即阀口开口型式为全周开口时阀口节流边的宽度取得最大值, $w_{\max} = \pi d_v = 7.226\text{mm}$ ; 阀芯最大位移不能超过沉割槽的宽度( $B=2\text{mm}$ ),所以当阀芯位移等于沉割槽宽度时阀口节流边的宽度取得最小值, $w_{\min} = A_v/B = 0.016\text{mm}$ 。

当阀口节流边的宽度较大时,阀芯最大位移较小,此时阀芯的工作行程小,响应速度较快,但也造成了分辨率降低,导致流量输出不稳定;当阀口节流边的宽度较小时,阀芯最大位移较大,此时提高了分辨率,增加了流量输出的稳定性,但由于阀芯的工作行程大,需要较长的相应时间,同时由于式(15)中只有当量弹性系数 $k_c$ 受到阀口节流边的宽度 $w$ 影响,而当量弹性系数 $k_c$ 和转换放大系数 $k_q$ 均与 $w$ 呈正相关,当 $w$ 减小时,输出转角 $\theta$ 的增大速度小于转换放大系数 $k_q$ 的减小速度,所以会导致输出流量的衰减。

如图4所示,为不同阀口节流边的宽度 $w$ 对应的流量输出阶跃响应曲线,从图中可以看出,过大的阀口节流边的宽度 $w$ 会导致流量输出有较大的超调量和振荡现象,而过小的阀口节流边的宽度 $w$ 则会导致较长的上升时间和较大的稳态精度损失。

从图4可见,阀口节流边的宽度 $w$ 在 $0.05\sim 0.5\text{mm}$ 范围内取值较为合适,为进一步对比参数变化导致的规律,图5所示为阀口节流边的宽度 $w$ 在 $0.05\sim 0.50\text{mm}$ 范围内每隔 $0.05\text{mm}$ 变化对应的流量输出阶跃响应上升时间和超调量曲线,从图中可以看出为了可以同时保证流量输出有较好的响应速度和较好的准确度,阀口节流边的宽度 $w$ 在 $0.4\sim 0.6\text{mm}$ 范围内取值相对较为合适。

### 3.2 偏心球副关键尺寸

球副传动接口和滑阀节流阀口为该小流量伺服阀的关键结构。有限转角力矩电机的轴伸部分为偏心设计,伸出轴与电机转子旋转轴的偏心距离为 $e$ ,伸出轴末端为小球,小球的直径与阀芯径向通孔直径拥有相同的公称尺寸,两者为间隙配合,小球球心到阀芯轴的高度为 $h$ 。 $e$ 和 $h$ 是偏心球副结构的关键尺寸参数,两者的取值影响到伺服阀的动态性能以及阀芯的防卡滞性能。在以往的旋转直驱压力伺服阀设计中偏心球副一般采用单边设计<sup>[17-18,22-23]</sup>,但这种单边设计的形式会导致球副驱动阀芯时使阀芯发生倾斜卡滞的现象<sup>[18]</sup>,影响到伺服阀工作的稳定性,故本文研究的伺服阀采用球副传动接口居中的设计,可以避免上述的球副卡滞问题。

如图6a所示,由几何关系可以得到电机转角 $\theta$ 和阀芯转角 $\beta_v$ 的关系为

$$\tan \beta_v = \frac{e(1 - \cos \theta)}{h} \quad (18)$$

如图6b所示,当电机转到极限角度时,要保证小球一直与阀芯通孔保持接触,即球心与阀芯通孔中心连线在通孔壁面的投影长度 $s$ 不超过通孔长度 $s_0$ 的 $1/2$ 。

$$s = \frac{h}{\cos \beta_v} < \frac{s_0}{2} \quad (19)$$

结合式(18)和(19), $\theta$ 取极限值 $20^\circ$ 时可以解得 $h < 1.638\text{mm}$ 。

如图6c所示,当电机转到极限角度时,要保证小球的连接轴不与阀芯发生干涉,即阀芯通孔壁面到小球连接轴的距离 $l$ 大于零,由图中的几何关系可得

$$\sin \beta_v = \frac{r_b \cos \beta_v - r_s}{l} \quad (20)$$

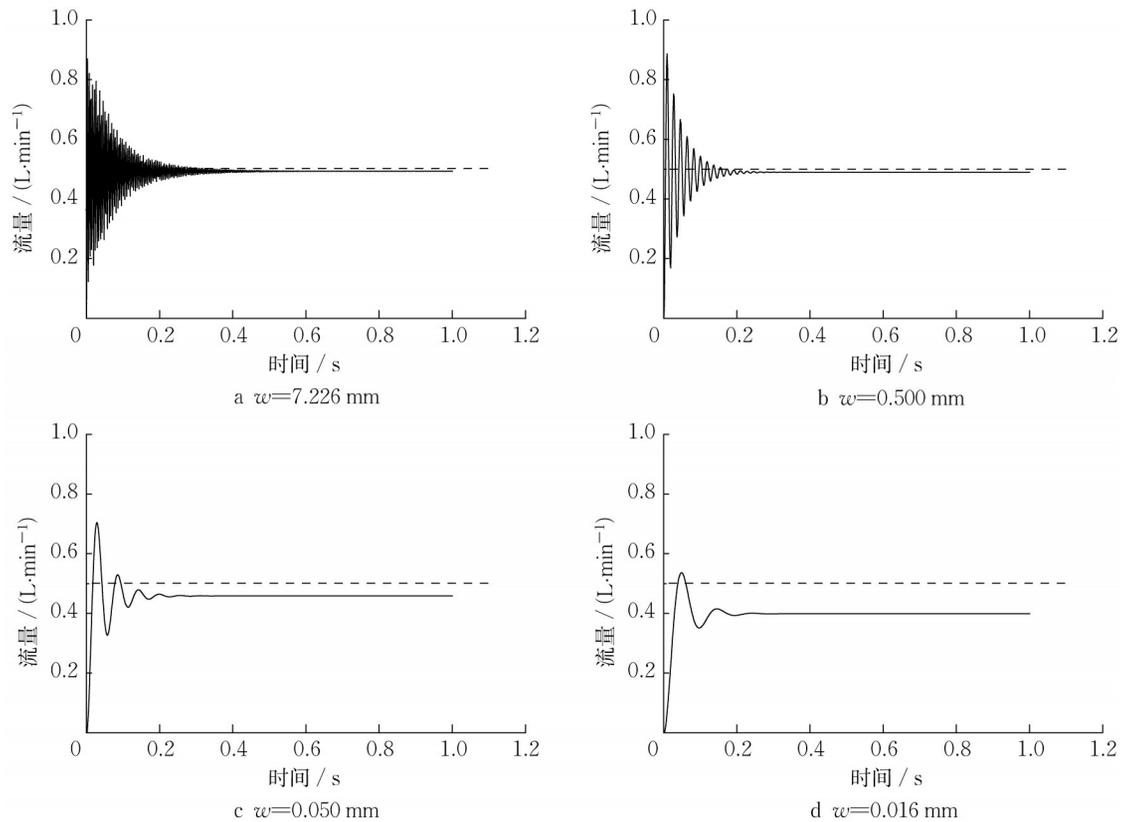


图4 不同阀口节流边的宽度下的流量输出阶跃响应

Fig. 4 Flow output step responses for different widths of throttling edge of valve port

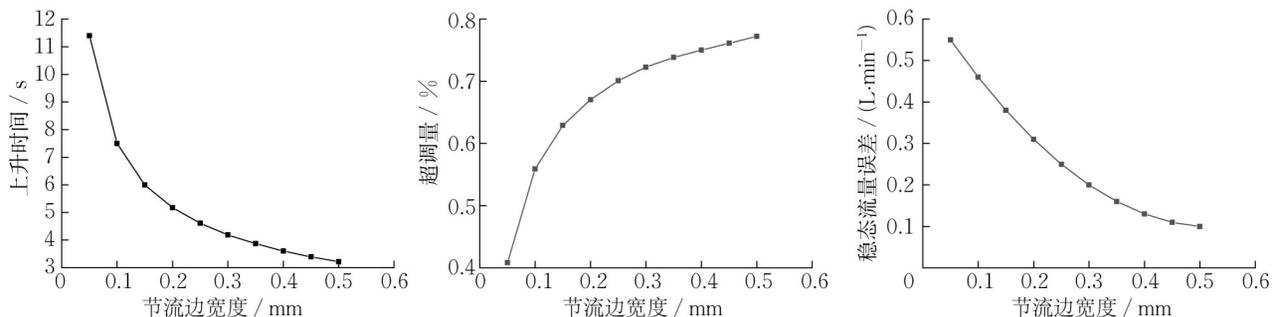


图5 阀口节流边的宽度对流量输出阶跃响应指标的影响

Fig. 5 Effect of throttling edge width of valve port on flow output step response index

式中:  $r_s$  为小球连接轴的半径;  $r_b$  为小球的半径; 当  $\theta$  取极限值  $20^\circ$  时可以解得  $h > 0.0483 \text{ mm}$ 。因此可以得出从几何尺寸出发得到的防卡滞球心距阀芯轴线高度  $h$  取值范围为  $0.0483 \sim 1.6380 \text{ mm}$ 。

偏心距的大小受到伺服阀分辨率的影响, 当偏心距很小时, 需要电机转动很大的角度才能使得阀芯位移到指定位置, 而当转动角度很大时, 转角和阀芯位移将不再呈线性关系, 这里认为当误差大于千分之一时线性关系较差, 可见当转角小于  $10^\circ$  时可以认为转角和阀芯呈线性关系。根据式(7), 可得出偏心距取得最小值时转角取得最大值  $10^\circ$ , 此时偏心距

为  $1 \text{ mm}$ , 所以使得转角和阀芯位移呈线性关系的最小偏心距为  $1 \text{ mm}$ 。

由式(6)可知, 驱动电机的旋转角度很小时, 阀芯的负载力矩的大小主要取决于偏心距  $e$ 。如果偏心距取值过小, 则电机需要转过较大的角度才能驱动阀芯运动到指定位置, 有利于提升伺服阀的控制的准确性和分辨率, 但是同时阀芯行程的增加也导致了伺服阀的响应速度变慢; 如果偏心距取值过大, 则阀芯行程较小, 分辨率较低, 同时在电机驱动力矩不变的情况下偏心距越大也会导致阻力矩越大, 使得伺服阀的响应速度变慢。如图7所示, 为偏心距

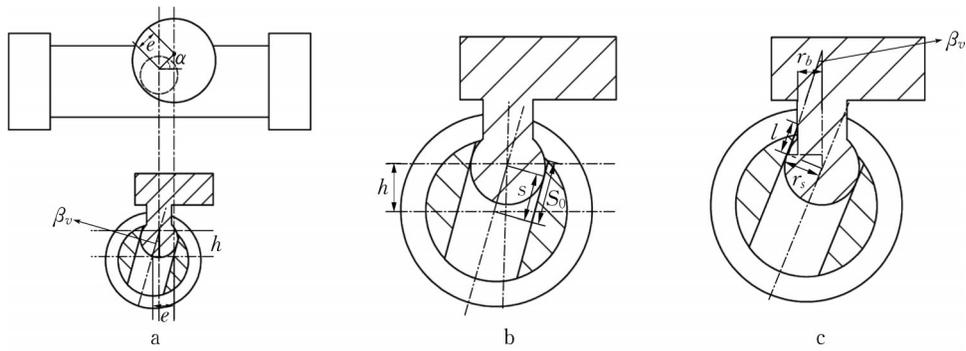


图6 偏心球副几何关系示意

Fig. 6 Schematic diagram of geometric relationship of eccentric ball pair

取值分别为0.5mm、1.0mm和1.5mm时对应的流量输出阶跃响应曲线,从图中可以看出,过大和过小的偏心距均会导致较长的上升时间,减缓了伺服阀的响应速度。

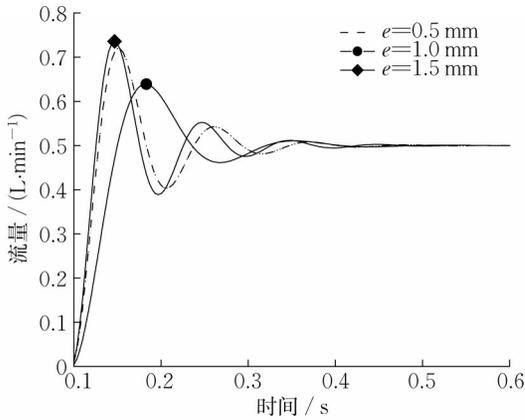


图7 偏心距取值分别为0.5mm、1.0mm和1.5mm时对应的流量输出阶跃响应

Fig. 7 Flow output step response for eccentricity values of 0.5mm, 1mm, and 1.5mm

图8所示为不同偏心距 $e$ 对应的伺服阀负载压力阶跃响应上升时间。从响应速度上看,偏心机构偏心距 $e$ 取0.8~1.2mm为宜;同时为增加电机转角范围,提高分辨率和控制精度,偏心距 $e$ 应在适当的范围内取较小值。结合偏心距的实际取值范围要大于1mm,所以偏心距取值为1mm较为合适。

### 3.3 电机转动惯量

有限转角力矩电机是一种利用电磁原理将电信号转变成一定角度的角位移并有一定力矩输出的特殊电机,根据该种电机在有限角度范围内转动、转矩较大的特点,将其定子铁芯设计成槽形结构。这种结构能够降低定、转子之间的气隙,增大电机气隙磁密,使输出力矩获得提高,齿槽在整个圆周均匀分布,嵌入线圈也均匀分布,波形一致性较好,且不需要专门

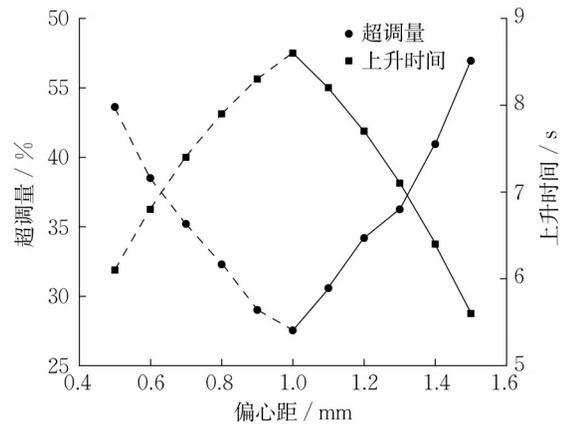


图8 不同偏心距取值对流量输出阶跃响应指标影响

Fig. 8 Influence of different eccentricity values on flow output step response index

的设备。永磁式有限转角力矩电动机是靠定子绕组中的电流和磁钢所产生的磁通相互作用而产生转矩,当定子绕组中通以电流,转子逆时针方向旋转,定子绕组中通以反向电流,转子顺时针方向旋转。

有限转角力矩电机的转动惯量主要是指转子绕轴旋转的转动惯量。研究设计了2种转动惯量的电机,初步设计的转动惯量 $J_m$ 和对应的黏性阻尼 $f_m$ 分别为 $8.13 \times 10^{-3} \text{kg} \cdot \text{m}^2$ 和 $3.6 \times 10^{-3} \text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$ 。考虑到转子转动惯量过小时转子上的铁心质量会过小,导致不能产生足够的电磁扭矩驱动阀芯满足整阀的动静态性能要求,同时也考虑到电机尺寸与功率级主阀尺寸的配合一致性,优化后的转动惯量和对应的黏性阻尼为 $1.24 \times 10^{-7} \text{kg} \cdot \text{m}^2$ 和 $2.5 \times 10^{-4} \text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$ 。从图9初步设计的转动惯量和优化后的转动惯量对应的流量输出阶跃响应曲线可见,减小有限转角力矩电机的转子转动惯量后整阀的上升时间从19ms提升至10ms,响应速度明显提升。

由图2可知该系统的二阶环节的自然频率 $\omega_n$ 和阻尼比 $\zeta$ 可以表达为

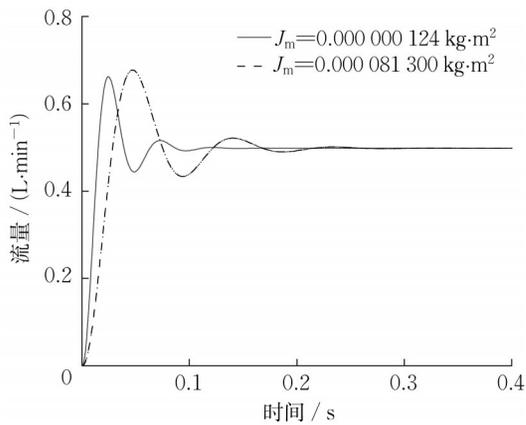


图9 转动惯量优化前后对应的流量输出阶跃响应

Fig. 9 Flow output step response before and after optimization of moment of inertia

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_v e^2}{J_m + m_v e^2}} \quad (21)$$

$$\xi = (f_m + f_v e^2) \sqrt{\frac{1}{k_v e^2 (J_m + m_v e^2)}}$$

从式(21)中可以看出,减小有限转角力矩电机的转子转动惯量 $J_m$ 有利于提升系统二阶环节的自然频率,减少系统阶跃响应的超调量,从而提高整阀的响应速度。故在进行有限转角力矩的设计时应尽可能考虑减小电机的转动惯量。

### 4 控制策略优化

区别于射流前置级伺服阀的机械力反馈,新型的同轴直驱伺服阀以及本文旋转直驱伺服阀通常使用位移传感器检测阀芯开度作电位移闭环。在有限转角力矩电机控制系统中,通过安装在电机上的可编

程霍尔传感器对电机转角进行反馈,由于转角转换成阀芯位移以及阀芯位移转换成流量的环节均可视为线性环节,因此电机转角闭环可认为是位置闭环输出反馈。此外,为了提高系统的快速性、抑制电流环内部干扰、限制最大电流保障系统安全运行,本文在有限转角力矩电机内增加电流环反馈,其作用在于通过增大电流让电机输出力矩尽可能保持最大,从而提高阀的高动态要求。角速度环的作用可以忽略,因为有限转角力矩电机本身具有较强的抗负载干扰能力。

输入电压信号和转角反馈信号的差值经过PID控制器运算得到有限转角力矩电机的输入信号,为了减小系统流量输出的超调量,这里使用比例环节加微分环节对输入进行调节。首先要确定比例环节 $P$ 的增益大小,去掉微分环节,逐渐增大比例增益 $P$ 直至系统出现振荡,再逐渐减小比例增益 $P$ 直至系统振荡消失,将 $P$ 值定位当前值的60%;再用同样的方法确定微分时间常数,取为不振荡时的30%,最终确定的 $P$ 值和 $D$ 值分别为9.6和 $2.2 \times 10^{-4}$ 。为了验证控制策略的优化,在前期结构优化范围内,选用阀口节流边宽度 $w$ 为0.364mm、球副偏心距 $e$ 为1mm、球心距阀芯高度 $h$ 为1mm、电机转动惯量 $J_m$ 为 $1.24 \times 10^{-7} \text{kg} \cdot \text{m}^2$ ,作控制策略优化分析,控制框图如图10、图11所示。

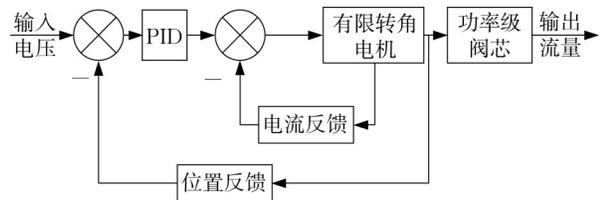


图10 伺服阀职能方块图

Fig. 10 Functional block diagram of servo valve

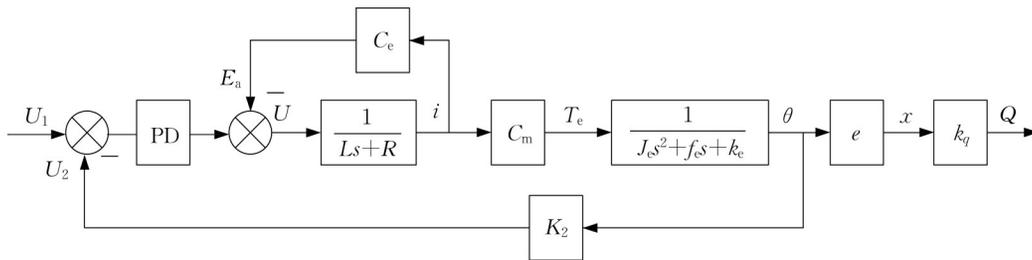


图11 伺服阀函数方块图

Fig. 11 Function block diagram of servo valve

从图12中可以看出,进行位置反馈和电流反馈的控制策略优化后的整阀流量阶跃响应超调量从35.4%降低到了12.7%,且仍能保持较快的响应速度,提高了系统的稳定性。

### 5 试验验证

伺服阀动态性能测试试验台如图13所示,样机安装在试验台台架的动态缸上,性能测试设备驱动

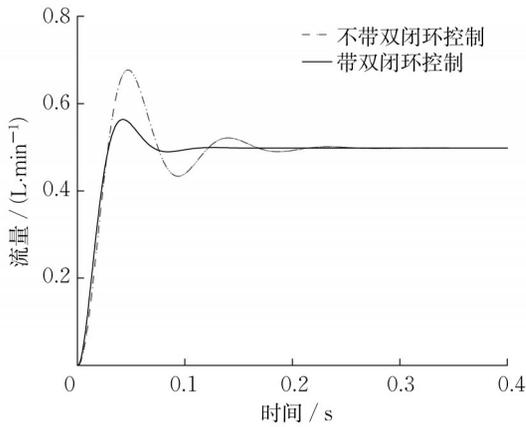


图12 单位置闭环与位置电流双闭环的流量输出阶跃响应对比

Fig. 12 Flow output step response comparison for single position closed loop and position current double closed loop

产生特定频率的正弦电流信号输入至伺服阀控制器,伺服阀在电信号的驱动下实时地输出流量,性能测试设备中的采集器将输入至伺服阀的正弦信号和速度传感器根据伺服阀输出流量产生的输出电压记录到计算机中,生成相应的频率响应数据和曲线。试验所用的液压油为10号航空液压油,系统供油压力为28MPa,正弦电流输入信号的频率从5Hz开始,结束频率为300Hz,试验信号为额定信号的25%。



图13 伺服阀动态性能测试试验台

Fig. 13 Dynamic performance test stand for servo valve

试验所得伺服阀样机动态性能曲线如图14所示,从图中可以看出理论与试验幅频特性较为接近,且-3dB和-90°相位角下的响应频率均超过200Hz,具有较好的动态性能。

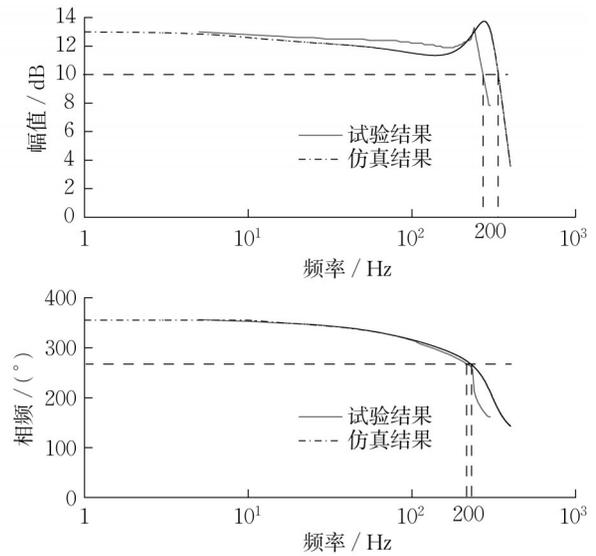


图14 伺服阀动态性能仿真与试验对比

Fig. 14 Simulation and experimental comparison of dynamic performance of servo valve

## 6 结论

针对伺服阀微小流量使用需求,针对旋转直驱伺服阀传动接口与节流阀口进行了结构尺寸约束设计分析,在约束区间内,进一步就阀口宽度、球副偏心距和电机转动惯量等重要参数作了优化分析,给出了伺服阀结构优化设计范围。进一步研究提出了电机转角与电流双闭环控制方法,降低了伺服阀响应超调并提升了稳定性。研究的具体结论如下:

(1)在结构设计方面,矩形节流阀口节流边的宽度在0.4~0.6mm范围内取值可以在拥有良好稳定性的同时具有较好的响应速度;受分辨率的限制,球副的偏心距的最佳取值为1mm,过大和过小的偏心距均会导致较慢的上升时间,减缓了伺服阀的响应速度;有限转角力矩电机的转子转动惯量的优化取值为 $1.24 \times 10^{-7} \text{kg} \cdot \text{m}^2$ ,在满足整阀动态响应性能和电机与主阀配合一致的前提下应选择尽量小的转子转动惯量。

(2)在控制策略方面,采用位置环和电流环双闭环的控制方法,可提升系统的稳态精度和响应快速性。以动态性能曲线的方式进行了理论与试验对比,两者较为吻合。其中,大于200Hz的响应频率充分说明了本文针对微小流量伺服阀设计优化方案的合理性和可行性。

## 作者贡献声明:

陆亮:选题研究,提供思路和技术指导,论文审定。

徐寅鹏:数值计算,数据处理,论文撰写。

李梦如:方案论证,提供研究思路和技术指导,论文审定。

张小洁:试验设计,论文审定。

凌扬洋:试验操作,数据处理和技术指导。

李鸿向:试验操作,技术指导。

## 参考文献:

- [1] ANDREW P. Electrohydraulic servovalves - past, present, and future [C]//10th International Fluid Power Conference, IFK2016. Dresden: University of Bath, 2016.
- [2] ZIEBOLZ H, WUNSCH G. Method of and apparatus for controlling the flow of fluids: U.S. Patent 2074883A [P]. 1937-03-23.
- [3] CLESSON E M, RALPH A R. Flow control of fuel: U.S. Patent 2334679A [P]. 1943-11-16.
- [4] TAMBURRANO P, PLUMMER A R, DISTASO E, *et al.* A review of electro-hydraulic servovalve research and development [J]. International Journal of Fluid Power, 2019, 20 (1): 53. DOI: 10.13052/ijfp1439-9776.2013.
- [5] PAUL A. S, FRANCIS M L, PAUL J A. Efficient control of a piezoelectric linear actuator embedded into a servo-valve for aeronautic applications [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2012, 59(4): 1971.
- [6] EVANS S A, SMITH I R, KETTLEBOROUGH J G. Permanent-magnet linear actuator for static and reciprocating short-stroke electromechanical systems [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2001, 6(1): 36.
- [7] WU S, JIAO Z, YAN L, *et al.* Development of a direct drive servo valve with high-frequency voice coil motor and advanced digital controller [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2014, 19(3): 932.
- [8] JASON E L, ERIC H A. Piezoelectrically actuated single-stage servovalve; U.S. Patent 6526864B2 [P]. 2003-03-04.
- [9] URAI T, SUGIYAMA T, NAKAMURA T, *et al.* Development of a direct-drive servovalve using a giant magnetostrictive material [J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers C, 1993, 59(563): 2112.
- [10] KEN I, WATANABEICHIRO N, YOSHIMICHI A. Direct drive type servo valve; U.S. Patent 4428559A [P]. 1984-01-31.
- [11] MARCUS B L. Rotary servo valve; U.S. Patent 5954093 [P]. 1998-09-08.
- [12] ZHU M, ZHAO S, LI J. Design and analysis of a new high frequency double-servo direct drive rotary valve [J]. Frontiers of Mechanical Engineering, 2016, 11(4): 1.
- [13] VANDERLAAN R D, MEULENDYK J W. Direct drive valve-ball drive mechanism: U.S. Patent 4672992A [P]. 1987-06-16.
- [14] HAYNES L E, LUCAS L L. Direct drive servo valve; U.S. Patent 4793377 [P]. 1988-12-27.
- [15] 阎耀保. 极端环境下的电液伺服控制理论及应用技术 [M]. 上海: 上海科学技术出版社, 2012.  
YIN Yaobao. Electro-hydraulic servo control theory and application technology in extreme environment [M]. Shanghai: Shanghai Science and Technology Press, 2012.
- [16] 钱占松. 旋转直接驱动电液压力伺服阀的设计研究 [J]. 液压与气动, 2015(11): 90.  
QIAN Zhansong. Design and research of rotate direct drive pressure control servo-valve [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2015 (11): 90.
- [17] 原佳阳, 阎耀保, 陆亮, 等. 旋转直接驱动式电液压力伺服阀机理及特性分析 [J]. 机械工程学报, 2018, 54(16): 186.  
YUAN Jiayang, YIN Yaobao, LU Liang, *et al.* Analysis of rotary direct drive electro-hydraulic pressure control servo valve [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54 (16): 186.
- [18] 陆亮, 夏飞燕, 阎耀保, 等. 小球式旋转直驱压力伺服阀卡滞机理研究 [J]. 浙江大学学报(工学版), 2019, 53(7): 1265.  
LU Liang, XIA Feiyan, YIN Yaobao, *et al.* Spool stuck mechanism of ball-type rotary direct drive pressure servo valve [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2019, 53(7): 1265.
- [19] 胡小飞, 王毅, 苏静静, 等. 旋转直驱伺服阀用有限转角电机的设计与研究 [J]. 微特电机, 2021, 49(11): 25.  
HU Xiaofei, WANG Yi, SU Jingjing, *et al.* Design and research of a limited-angle torque motor for the rotate direct drive valve [J]. Small & Special Electrical Machines, 2021, 49 (11): 25.
- [20] 李潇. 旋转DDV用高功率密度有限转角电机力马达研究 [D]. 北京: 北京航空航天大学, 2015.  
LI Xiao. Research on high power density limit angle torque motor for rotating DDV [D]. Beihang: Beihang University, 2015.
- [21] 邓新阳, 李伟, 胡春艳, 等. 旋转直驱阀的双闭环模糊PID控制仿真分析 [J]. 吉林大学学报(理学版), 2021, 59(4): 915.  
DENG Xinyang, LI Wei, HU Chunyan, *et al.* Simulation analysis of double closed-loop fuzzy PID control for rotary direct drive valve [J]. Journal of Jilin University (Science Edition), 2021, 59(4): 915.
- [22] 原佳阳, 阎耀保, 陆亮, 等. 旋转直接驱动电液压力伺服阀稳定性分析 [J]. 同济大学学报(自然科学版), 2018, 46(2): 235.  
YUAN Jiayang, YIN Yaobao, LU Liang, *et al.* Stability analysis of rotary direct-drive electro-hydraulic pressure servo valve [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2018, 46 (2): 235.
- [23] 陆亮, 夏飞燕, 阎耀保, 等. 小球式旋转直驱压力伺服阀动态特性分析优化 [J]. 航空学报, 2018, 39(10): 10.  
LU Liang, XIA Feiyan, YIN Yaobao, *et al.* Dynamic analysis and optimization of ball-type rotary direct drive pressure servo valve [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2018, 39 (10): 10.