

旋转直接驱动电液压力伺服阀稳定性分析

原佳阳¹, 阎耀保¹, 陆亮¹, 方向^{2,3}, 夏飞燕¹

(1. 同济大学机械与能源工程学院, 上海 200092; 2. 南京机电液压工程研究中心, 江苏 南京 210061;
3. 航空机电系统综合航空科技重点实验室, 江苏 南京 210061)

摘要: 针对最新研制的旋转直接驱动电液压力伺服阀(RDDPV)出现输出压力振荡问题, 建立了数学模型和简化框图, 得到了 RDDPV 稳定性判据, 并提出了解决方案。RDDPV 取消了传统压力伺服阀的机械和液压反馈, 采用马达转角内闭环和输出压力外闭环的电反馈伺服控制。研究表明, 当阀芯处于进回油口中间位置附近, 稳态液动力表现为阀芯位移的正反馈作用, 导致整阀机械液压部分刚度为负, 稳定性差, 此时, 马达转角内闭环电反馈刚度对整阀稳定性至关重要。数值模拟和试验表明, 增加马达转角电反馈系数, 增加了伺服阀电反馈刚度, 提高了伺服阀的稳定性。

关键词: 电液压力伺服阀; 旋转直接驱动; 稳定性; 非线性数学模型; 稳态液动力

中图分类号: TH137.5

文献标志码: A

provided the positive feedback on spool motion, which led to a negative stiffness of mechanical and hydraulic parts, and the stability of RDDPV was poor. In order to improve the stability of RDDPV, the electrical feedback stiffness of the servo valve was improved by increasing the electrical feedback coefficient of motor rotational angle. Numerical simulation and experiment results show that the stability of RDDPV can be effectively improved by increasing the electrical feedback coefficient of motor rotational angle.

Key words: electrohydraulic pressure servo valve; rotate direct drive; stability; nonlinear mathematical model; steady state flow force

Stability Analysis of Rotary Direct Drive Electrohydraulic Pressure Control Servo Valve

YUAN Jiayang¹, YIN Yaobao¹, LU Liang¹, FANG Xiang^{2,3}, XIA Feiyan¹

(1. College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China; 2. Nanjing Mechatronic and Hydraulic Engineering Research Centre, Nanjing 210061, China; 3. Aviation Key Laboratory of Science and Technology on Aero Electromechanical System Integration, Nanjing 210061, China)

Abstract: Aimed at the problem that the output pressure of newly developed rotary direct drive electrohydraulic pressure control servo valve (RDDPV) was oscillating, the mathematical model and block diagram of RDDPV were established, and the stability criteria was obtained. In RDDPV, the electrical feedback of motor rotational angle and output pressure were used instead of traditional mechanical or hydraulic feedback. When the spool valve near the middle position between inlet and outlet port, steady state flow forces

上世纪 90 年代前后, 出现了旋转直接驱动电液伺服阀(RDDV)的新结构^[1]。这种伺服阀通过旋转驱动机构, 将力矩马达旋转运动转化为功率滑阀直线运动; 由于取消了传统伺服阀的前置液压放大级, 加入电反馈伺服控制, 这种直接驱动式伺服阀具有结构简单、可靠性高、抗污染能力强, 控制方式灵活的优点; 且由于马达转动和滑阀平动方向垂直, 旋转直驱式伺服阀在结构布置上相对于直线直驱阀更加紧凑^[2], 在国外已逐渐应用于飞机电子防滑刹车、飞行器舵面及发动机控制等领域^[3]。

电液伺服阀是电液伺服控制系统的核心元件, 其性能对系统乃至整机的工作特性有决定性的影响^[4]; 并且电液伺服阀作为机电液综合的精密控制元件, 其中的能量转换过程多、参数匹配关系较为复杂^[5]; 因此电液伺服阀稳定性和快速响应性能的分析和改进一直是国内外的热点研究方向。国外方面, Watton 深入研究了喷嘴挡板式放大器产生啸叫的原因, 并提出调整回油阻尼元件参数的方法降低振

收稿日期: 2017-01-04

基金项目: 国家自然科学基金(51475332; 51605333); 流体动力与机电系统国家重点实验室开放基金(GZKF-201518)

第一作者: 原佳阳(1992—), 男, 博士生, 研究方向为电液伺服元件基础理论。E-mail: 1410292@tongji.edu.cn.

通讯作者: 陆亮(1983—), 男, 助理教授, 工学博士, 研究方向为激振流体力学基础理论以及航天海洋与工程装备机电液控制技术。E-mail: luliang829@tongji.edu.cn.

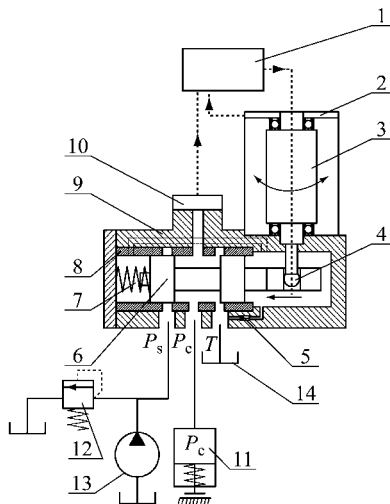
动啸叫^[6]. Ziada 等对水轮机控制阀的啸叫现象进行了分析,认为剪切层振荡造成了阀内的流体压力脉动^[7]. 此外,文献[8-9]分别研究了气穴和回油压力波动对伺服阀稳定工作的影响. Klarecki 分析了电子控制器参数对电液伺服系统动态特性的影响^[10]. 国内方面,李松晶等人研究了力矩马达的振动啸叫情况,通过向工作间隙加入磁流体的方法,抑制了力矩马达的自激振动^[11]. 南京机电液压工程研究中心针对偏导板式放大器的啸叫进行了仿真和试验对比研究,通过改变结构参数,消除了前置级流场的卡门涡,改善了伺服阀的啸叫问题^[12]. 压力伺服阀由于输出增益大,其振动和失稳问题更加突出^[13],但目前对压力伺服阀动态特性研究的文献较少.

在研制某旋转直接驱动电液压力伺服阀(RDDPV)过程中,发现其稳定性差,工作过程中出现控制压力大幅振荡的现象,本文建立了该阀的非线性数学模型及简化框图,进行了整阀的稳定性分析,得到了保证伺服阀稳定工作的结构参数设计依据和控制参数调试方法,提出了提高 RDDPV 稳定性的具体措施,并进行了试验验证.

1 RDDPV 工作原理及数学模型

1.1 RDDPV 工作原理

旋转直接驱动电液压力伺服阀工作原理如图 1



1—电子控制器;2—转角位移传感器;3—有限转角力矩马达;4—偏心驱动机构;5—回油单向阀;6—功率滑阀;7—偏置弹簧;8—阀套;9—阀体;10—压力传感器;11—负载容腔;12—溢流阀;13—液泵;14—油箱

图 1 旋转直接驱动电液压力伺服阀工作原理

Fig. 1 Operation principle of rotary direct drive electrohydraulic pressure control servo valve

所示,主要由电子控制器、有限转角力矩马达、偏心驱动机构、功率滑阀副和相关传感器组成. 当电子控制器输入指令为 0 时,转角力矩马达无力矩输出,此时滑阀被复位弹簧推至最右端,进油口关闭,工作腔与回油口接通,伺服阀输出压力为零;当输入非零正指令信号 i_0 时,电子控制器经过计算,输出 PWM 信号驱动转角力矩马达旋转,偏心驱动机构将马达的旋转运动转化为功率阀芯的直线运动;功率滑阀为负遮盖形式,阀芯的直线运动改变了进回油口节流面积比; P_c 口所接的负载容腔在刹车时为闭死容腔,因此负载容腔的稳态压力值仅随进回油口节流面积变化;阀芯的有效行程即为负遮盖量. 该阀采用电反馈形式进行伺服控制;转角位移传感器将力矩马达旋转角度反馈至控制器,形成马达位置内闭环;压力传感器将工作腔压力反馈,形成压力外闭环控制.

马达转轴末端偏心驱动机构初始状态示意图见图 2. 图中小球和柱形孔具有相同的的名义尺寸,坐标原点 O 为滑阀中心轴线和柱形孔中心轴线的交点, X 轴过 O 点平行于滑阀中心轴线, Y 轴过 O 点平行于马达转轴;通过结构和尺寸调整保证马达转轴处于 YZ 平面上,且小球球心距离 XOZ 平面高度为 h .

初始状态时,柱形孔中心轴线与 Y 轴重合;当马达转动,小球球心绕马达转轴旋转,可分解为 X 和 Z 方向运动;其中小球 X 方向的运动带动阀芯平动,从而改变进回油口节流面积;而 Z 方向的运动则带动阀芯绕 X 轴转动.

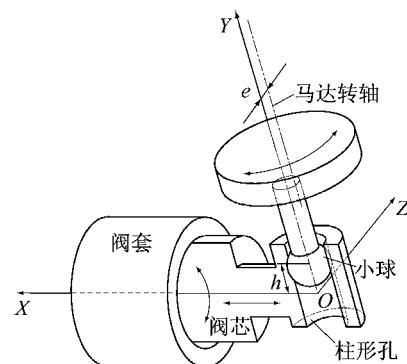


图 2 马达转轴末端偏心驱动机构初始状态示意图

Fig. 2 Sketch of initial status of the eccentric drive mechanism on the end of the motor shaft

1.2 RDDPV 数学模型

1.2.1 马达及功率阀芯动力学方程

马达转子受到的电磁驱动力矩 T_{em} 为

$$T_{em} = k_t i_0 - k_m \alpha^2 \quad (1)$$

式中: i_0 为马达输入电流; α 为马达转子转动角度; k_t

为电流力矩系数; k_m 为转角力矩系数。

马达转子的动力学方程为

$$T_{em} = J_r \frac{d^2\alpha}{dt^2} + B_r \frac{d\alpha}{dt} + T_f \quad (2)$$

式中: T_f 为负载力矩; J_r 为马达转子的转动惯量; B_r 为马达转子的阻尼系数。

滑阀在打开过程中,存在两个方向的运动:沿滑阀轴向的平动和绕滑阀中心轴线的转动,将两个方向的运动分解,有

$$F_x = m_v \frac{d^2x_v}{dt^2} + B_v \frac{dx_v}{dt} + k_v(x_v + x_{v0}) + F_s \quad (3)$$

$$F_s = 2C_d\pi D_v \cos \varphi [x_v(P_s - P_c) - (U - x_v)P_c] \quad (4)$$

$$T_{\beta v} = J_{\beta v} \frac{d^2\beta_v}{dt^2} + B_{\beta v} \frac{d\beta_v}{dt} \quad (5)$$

式中: F_x 为滑阀轴向平动的驱动力; $T_{\beta v}$ 为滑阀转动的驱动力矩; F_s 为稳态液动力; x_v 为滑阀位移; C_d 为滑阀阀口流量系数; m_v 为阀芯质量; D_v 为阀芯端面直径; B_v 为滑阀轴向平动阻尼系数; k_v 为偏置弹簧刚度; x_{v0} 为偏置弹簧预压缩量; φ 为滑阀节流口射流角; β_v 为阀芯绕阀芯轴线的转角; $J_{\beta v}$ 为滑阀对其中心轴线的转动惯量; $B_{\beta v}$ 为滑阀转动阻尼系数; U 为滑阀预开口量; P_s 为供油压力; P_c 为工作腔压力。

1.2.2 偏心机构运动学及力学方程

图 3 为偏心驱动机构运动和力传递三维示意图。

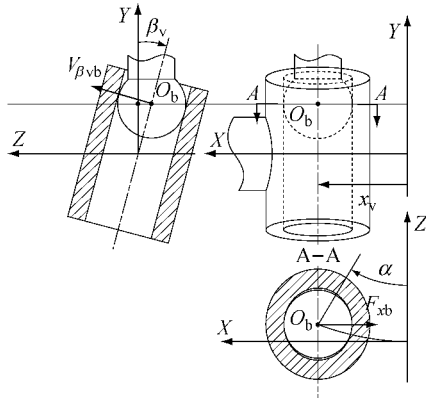


图 3 偏心驱动机构运动和力传递三维示意图

Fig.3 Diagram of motion and force transfer process of the eccentric drive mechanism

根据图中几何关系可求得阀芯运动(沿 X 轴位移 x_v 和绕 X 轴转动角度 β_v)与马达转角 α 间的运动学表达式为

$$\begin{aligned} x_v &= e \sin \alpha \\ \tan \beta_v &= \frac{e(1 - \cos \alpha)}{h} \end{aligned} \quad (6)$$

图中小球受到阀芯作用力为 F_{xb} (为滑阀轴向驱动力 F_x 的反作用力)和 $F_{\beta vb}$ (为滑阀绕轴向转动驱动力的反作用力),有

$$F_{xb} = F_x$$

$$F_{\beta vb} = T_{\beta v} \frac{h}{\cos \beta_v}$$

$$T_f = F_{xb} e \cos \alpha + F_{\beta vb} e \sin \alpha \cos \beta_v \quad (7)$$

1.2.3 负载压力方程

压力伺服阀应用于飞机刹车系统时,其控制的刹车作动筒行程极小;因此,在刹车用压力伺服阀的试验和理论分析中,通常采用固定容积的容腔代替实际刹车腔,油液连续性方程为

$$C_d \pi D_v x_v \sqrt{\frac{2(P_s - P_c)}{\rho}} - C_d \pi D_v (U - x_v) \sqrt{\frac{2P_c}{\rho}} = \frac{V}{E} \frac{dP_c}{dt} \quad (8)$$

式中: ρ 为油液密度; V 为负载腔容积; E 为油液体积弹性模量。

1.2.4 电子控制部分

如图 4 所示,为电子控制部分示意图。

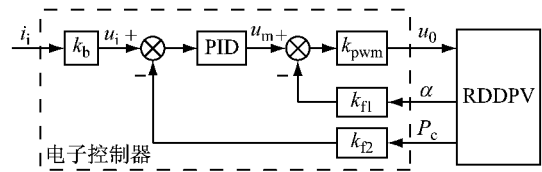


图 4 电子控制部分示意图

Fig.4 Diagram of electronic controller

电子控制器实现的主要功能有

(1)信号调理;将输入的控制电流信号 i_i 转化为电压信号 u_i ,并进行降噪滤波处理;该环节为比例环节,比例系数为 k_b ;

(2)压力外闭环的 PID 控制;压力传感器(响应频率 >1 kHz,视为比例环节)将液压力 P_c 转换为相应电压,该电压信号经放大器线性放大后作为压力反馈信号 u_p ,这一过程的比例系数为 k_{f2} (即, $u_p = P_c k_{f2}$),称为负载压力电反馈系数;根据输入信号 u_i 和压力反馈信号 u_p 的差值进行比例、积分和微分运算,得到压力反馈控制的输出信号 u_m ;

(3)马达转角反馈控制:旋转变压式角位移传感器(响应频率 >1 kHz,视为比例环节)将马达转角 α 转换为相应电压,该电压信号经放大器线性放大后作为马达转角反馈信号 u_a ,这一过程的比例系数为 k_{f1} (即, $u_a = \alpha k_{f1}$),称为马达转角电反馈系数;压力反馈控制的输出信号 u_m 与马达转角反馈信号 u_a 作差,输出最终的马达控制信号。

(4) PWM 放大: 将控制信号进行功率放大, 输出驱动马达运动的电压信号 u_0 . 该环节为比例环节, 比例系数为 k_{pwm} . 因此, 电子控制部分的数学模型为

$$\begin{aligned} u_i &= k_b i_i \\ u_m &= (u_i - P_c k_{f2}) \left(K_P + K_I \frac{1}{s} + K_D s \right) \\ u_0 &= (u_m - \alpha k_{f1}) k_{pwm} \end{aligned} \quad (9)$$

式中, s 为 Laplace 算子.

2 RDDPV 稳定性分析

2.1 RDDPV 线性化数学模型

式(1)中的转角力矩系数较小, 可忽略, 有

$$T_{em} = k_t i_0 \quad (10)$$

由于压力伺服阀阀芯位移小, 所需的马达转动角度 α 也较小 ($< 6^\circ$), 式(6)可以简化为

$$\begin{aligned} x_v &= \alpha x \\ \beta_v &= \frac{e\alpha^2}{2h} = k_{\beta v} \alpha \\ k_{\beta v} &= \left. \frac{d\beta_v}{d\alpha} \right|_{\alpha=\alpha_x} = \frac{e\alpha_x}{h} \end{aligned} \quad (11)$$

式中: α_x 为马达转子的任意工作点.

式(8)为控制压力方程, 在滑阀任意工作点 x_{vx} ($x_{vx} = e\alpha_x$) 附近线性化可得

$$\begin{aligned} P_c &= k_p x_v \\ k_p &= \left. \frac{dP_c}{dx_v} \right|_{x_v=x_{vx}} = \frac{2Ux_{vx}(U-x_{vx})}{(2x_{vx}^2 - 2Ux_{vx} + U^2)^2} P_s \end{aligned} \quad (12)$$

式中: k_p 为滑阀在工作点 x_{vx} 的压力增益. 作用在滑阀上的稳态液动力视为弹性力, 有

$$\begin{aligned} F_s &= k_s x_v \\ k_s &= 2C_d \pi D_v \cos \varphi (P_s - Uk_p) \end{aligned} \quad (13)$$

式中: k_s 为滑阀在工作点 x_{vx} 的稳态液动力刚度.

将式(7)、(11)和(13)代入式(2), 可得马达转子在工作点 α_x 的动力学方程

$$\begin{aligned} T_{em} &= (J_r + m_v e^2 + J_{\beta v} e \alpha_x k_{\beta v}) \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + \\ & (B_r + B_v e^2 + B_{\beta v} e \alpha_x k_{\beta v}) \frac{d\alpha}{dt} + \\ & (k_v + k_s) e^2 \alpha + k_v e x_{v0} \end{aligned} \quad (14)$$

根据式(2)和(9)~(14)得到如图 5 所示的 RDDPV 在任意工作点线性化框图. 图中 J_M 、 B_M 、 K_M 分别为伺服阀中机械运动部件等效到马达转轴上的转动惯量、阻尼系数和弹性系数, 根据式(14)有

$$\begin{aligned} J_M &= J_r + m_v e^2 + J_{\beta v} e \alpha_x k_{\beta v} \\ B_M &= B_r + B_v e^2 + B_{\beta v} e \alpha_x k_{\beta v} \\ K_M &= (k_v + k_s) e^2 \end{aligned} \quad (15)$$

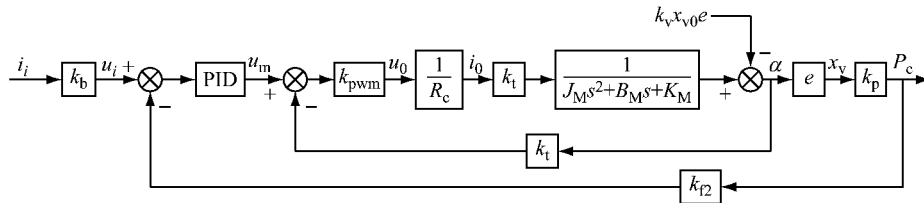


图 5 RDDPV 在任意工作点线性化框图

Fig.5 Block diagram of RDDPV after linearization at arbitrary operating point

2.2 结构及控制参数对 RDDPV 稳定性的影响

根据图 5 的 RDDPV 框图, 可得到传递函数为

$$G(s) = \frac{P_c(s)}{I_i(s)} = \frac{b_0 s^2 + b_1 s + b_2}{a_0 s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3} \quad (16)$$

式中: $b_0 = k_t k_{pwm} e k_p k_b K_D$, $b_1 = k_t k_{pwm} e k_p k_b K_P$, $b_2 = k_t k_{pwm} e k_p k_b K_I$; $a_0 = J_M$, $a_1 = B_M + \frac{k_t k_{pwm}}{R_c} e k_p k_{f2} K_D$, $a_2 = K_M + \frac{k_t k_{pwm}}{R_c} k_{f1} + \frac{k_t k_{pwm}}{R_c} e k_p k_{f2} K_P$, $a_3 = \frac{k_t k_{pwm}}{R_c} e k_p k_{f2} K_I$

根据劳斯稳定性判据, 伺服阀保持稳定的充要条件为 $a_1 a_2 > a_0 a_3$; 带入可得任意工作点 α_x 附近的 RDDPV 稳定性判据^[15]

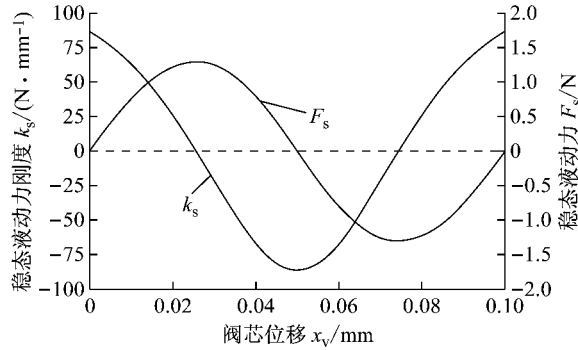
$$K_M + K_{E\alpha} + K_{Ep} K_P > \frac{J_M}{B} K_{Ep} K_I \quad (17)$$

式中: $K_{E\alpha}$ 为马达转角电反馈刚度; K_{Ep} 为供油压力电反馈刚度; B 为整阀阻尼. 有

$$\begin{aligned} K_{Ep} &= \frac{k_t k_{pwm} e k_p k_{f2}}{R_c} \\ K_{E\alpha} &= \frac{k_t k_{pwm}}{R_c} k_{f1} \\ B &= B_M + \frac{k_t k_{pwm}}{R_c} e k_p k_{f2} K_D \end{aligned} \quad (18)$$

式(17)中, RDDPV 机械部分刚度 K_M 主要由稳态液动力刚度和复位弹簧刚度组成, 其中复位弹簧是为保障掉电状态下阀芯复位而设计的, 为减小阀芯开启的阻力, 复位弹簧刚度 k_v 取值较小, 设计中

取 k_v 为 $2\sim 6 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$. 工作点 x_v 对稳态液动力 F_s 和稳态液动力刚度 k_s 的影响如图 6 所示;可见,相比稳态液动力刚度 k_s ,复位弹簧刚度 k_v 在 RDDPV 机械刚度 K_M 中所占比重较小.



($U=0.1 \text{ mm}, D_v=6 \text{ mm}, P_s=8 \text{ MPa}$)

图 6 工作点 x_v 对稳态液动力 F_s 和稳态液动力刚度 k_s 的影响

Fig.6 Effect of operating point x_v on the steady-state flow force F_s and rigidity of steady-state flow force k_s

图 6 中,当滑阀阀芯位于进回油口中间位置 ($x_v=U/2$)附近时,稳态液动力的刚度 k_s 为负向最大值,在滑阀开启过程中表现为正反馈作用,不利于伺服阀稳定;若此时电反馈刚度 (K_{Ea} 、 K_{Ep})较小, RDDPV 参数不满足式(17)所示判据,伺服阀将处于失稳状态.因此,根据式(17)所示的稳定性判据,为使 RDDPV 能够在所有工作点稳定工作,需要保证足够大的电反馈刚度.

3 理论及试验结果分析

根据式(17)所示,增加 RDDPV 电反馈刚度的方法有:提供较大的马达转角电反馈刚度 K_{Ea} 、较大的供油压力电反馈刚度 K_{Ep} 或将 PID 控制器的比例系数 K_P 调大等.为了进一步说明内位置闭环对直接驱动式压力伺服阀的重要作用,本文将重点介绍马达转角电反馈刚度 K_{Ea} 对 RDDPV 稳定性的影响.根据式(18),通过增加马达转角电反馈系数 k_{fi} 可达到增加转角电反馈刚度 K_{Ea} 的目的.

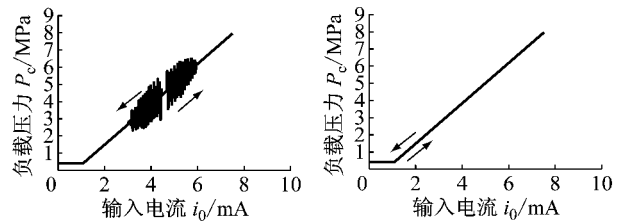
3.1 RDDPV 数值模拟

RDDPV 主要结构参数如表 1 所示.采用 Runge-Kutta 算法对式(1)一式(9)的非线性数学模型求解,可得到 RDDPV 的数值模拟结果.

供油压力 8 MPa 时,输入频率 0.05 Hz,幅值 7.5 mA 的三角波信号作为指令,可得到如图 7 所示的 RDDPV 压力特性理论曲线,图 7a 为马达转角电

表 1 RDDPV 主要结构参数

Tab.1 Main structural parameters of RDDPV			
物理量	参数值	物理量	参数值
马达机械常数/ms	1.6	$k_f/\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{A}^{-1}$	0.05
D_v/mm	6	U/mm	0.1
m_v/g	5	$J_{\beta v}/\text{g}\cdot\text{cm}^2$	16
x_{v0}/mm	1	$k_v/\text{kN}\cdot\text{m}^{-1}$	6
h/mm	1.6	e/mm	1.2
R_c/Ω	23.3	V/ml	10



a 马达转角电反馈系数 b 马达转角电反馈系数

$k_{fi}=0.2 \text{ V}\cdot\text{deg}^{-1}$ $k_{fi}=0.4 \text{ V}\cdot\text{deg}^{-1}$

($k_{f2}=0.4 \text{ V}\cdot\text{MPa}^{-1}, K_P=1.2, K_I=70$)

图 7 RDDPV 压力特性理论曲线

Fig.7 Theoretical curve of RDDPV pressure characteristics

反馈系数 k_{fi} 取 $0.2 \text{ V}\cdot\text{deg}^{-1}$ 时对应的理论压力特性曲线;从图中可以看出,指令电流增加时($0\rightarrow 7.5 \text{ mA}$),RDDPV 在 $5\rightarrow 6.5 \text{ mA}$ 的工作点输出压力抖动;指令电流减小时($7.5 \text{ mA}\rightarrow 0$),RDDPV 在 $4.5\rightarrow 3 \text{ mA}$ 的工作点处有压力抖动现象.指令电流增加和减小时负载压力波动对应的工作点不同,这是由于机械结构在稳定状态和失稳状态转化的过程中对应着能量的积累和散耗,而能量的变化需要时间,因此形成了如图 7a 中所示的“迟滞”现象.但“去程”和“回程”时,失稳初始发生的工作点是相近的(4.8 mA 左右),即滑阀阀芯工作行程的中间位置($x_v=U/2$).图 7b 为马达转角电反馈系数 k_{fi} 取 $0.4 \text{ V}\cdot\text{deg}^{-1}$ 时对应的理论压力特性曲线.可以看出,电反馈刚度的提高,提升了 RDDPV 整阀刚度及稳定性,伺服阀输出的负载压力无抖动.

3.2 RDDPV 试验结果及其分析

对所研究的 RDDPV 进行压力特性测试,所用的压力伺服阀试验台工作介质为 15 号航空液压油,供油压力 8 MPa.试验中,通过改变相应放大器放大倍数的方法,调节马达转角电反馈系数 k_{fi} .

输入频率 0.05 Hz,幅值 7.5 mA 的三角波信号,可得到如图 8 所示的 RDDPV 压力特性试验曲线.当马达转角电反馈系数 k_{fi} 取 $0.2 \text{ V}\cdot\text{deg}^{-1}$ 时,试验过程中,RDDPV 输出压力也存在抖动现象;且试验得到的压力抖动工作点与理论相对应.试验得到的负载压力波动频率和幅值小于理论值,是由于

数学模型所选取的非线性摩擦力、阻尼系数等有利于阀芯稳定的软参量与实际情况有偏差而造成的。而当马达转角电反馈系数 k_{fi} 取 $0.4 \text{ V} \cdot \text{deg}^{-1}$ 时, RDDPV 整阀刚度提升, 伺服阀可输出稳定的控制压力。

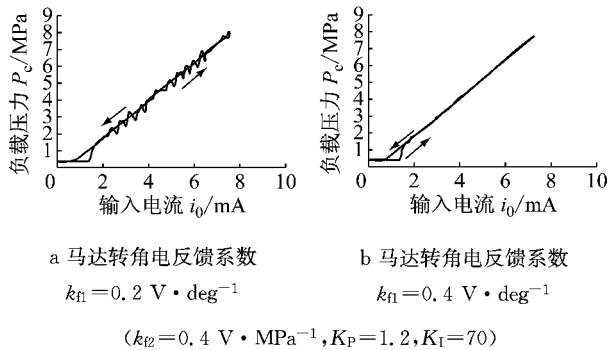


图 8 RDDPV 压力特性试验曲线

Fig. 8 Test curve of RDDPV pressure characteristics

4 结论

本文建立了 RDDPV 数学模型, 得到了线性化框图和 RDDPV 稳定性判据. 所研究 RDDPV 取消了传统压力伺服阀的机械和液压反馈, 采用马达转角和输出压力的电反馈伺服控制. 当阀芯位于进回油口中间位置附近, 稳态液动力表现为阀芯位移的正反馈作用, 导致 RDDPV 的机械液压部分刚度为负, 伺服阀稳定性差. 为使 RDDPV 稳定工作, 需要提供足够大的电反馈刚度.

数值模拟和试验结果表明, 当电反馈刚度较小时, 伺服阀失稳, 控制压力抖动, 而提高马达转角电反馈系数可增加伺服阀电反馈刚度, 使伺服阀在所有工作点可输出稳定的控制压力. 该结论也说明, 内位置闭环对压力伺服阀的稳定工作有重要作用.

参考文献:

[1] VANDERLAAN R D, MEULENDYK J W. Direct drive valve-ball drive mechanism; US Patent 4,672,992[P]. 1987-6-16.

[2] 王海玲. 某型旋转直接驱动式伺服阀的研制[J]. 机床与液压, 2015, 43(22): 81.

WANG Hailing. Research on a direct-drive electro-hydraulic servo valve [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2015, 43 (22): 81.

[3] CHARRIER J J, KULSHRESHTHA A. Electric actuation for flight & engine control system; evolution, current trends & future challenges[C]//45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Nevada: 2007;1391-1396.

[4] ALLE N, HIREMATH S S, MAKARAM S, *et al.* Review on electro hydrostatic actuator for flight control[J]. International Journal of Fluid Power, 2016, 17(2): 125.

[5] 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 under extreme environment [M]. Shanghai: Shanghai Science and Technology Press, 2012.

[6] WATTON J. The effect of drain orifice damping on the performance characteristics of a servo valve flapper/nozzle stage [J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1987, 109(1): 19.

[7] ALY K, ZIADA S. Review of flow-excited resonance of acoustic trapped modes in ducted shallow cavities [J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2016, 138(4): 040803.

[8] KUDZMA Z, STOSIAK M. Studies of flow and cavitation in hydraulic lift valve [J]. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2015, 15(4): 951.

[9] GHASEMI E, JAZAYERI S A, MOOSAVIAN S A A. Model improvement for a servovalve with force feedback and back pressure [C]//Robotics Automation and Mechatronics, 2008 IEEE Conference. Chengdu: IEEE, 2008: 895-900.

[10] HAN H, LI S, GUO L, ET AL. Numerical investigation on suppressing high frequency self-excited noises of armature assembly in a torque motor using ferrofluid [J]. Shock and Vibration, 2017, 2017: 1.

[11] 陈元章. 基于 CFD 的伺服阀衔铁组件啸叫分析[J]. 机床与液压, 2013, 41(5): 70.

CHEN Yuanzhang. Analysis on whistling of the armature component of servo valve based on CFD [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2013, 41(5): 70.

[12] KLARECKI K, RABSZTYN D, HETMANCZYK M P. Influence of the controller settings on the behavior of the hydraulic servo drive [C] // Mechatronics-Ideas for Industrial Application. [S.l.]: Springer, 2015.

[13] JELALI M, KROLL A. Hydraulic servo-systems; modelling, identification and control [M]. New York: Springer Science & Business Media, 2012.

[14] 阎耀保, 原佳阳, 傅俊勇. 先导阀前腔串加阻尼孔的新型双级溢流阀特性分析[J]. 吉林大学学报(工学版), 2017, 47(1): 129.

YIN Yaobao, YUAN Jiayang, FU Junyong. Characteristics of two-stage relief valve with a series damping orifice in pilot valve front chamber [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2017, 47(1): 129.

[15] BOLIN C, ENGEDA A. Analysis of flow-induced instability in a redesigned steam control valve [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 83: 40.