

文章编号:1000-582X(2003)11-0011-05

射流盘伺服阀控电液位置系统的动态特性*

王传礼^{1,2}, 丁凡², 李其朋², 许贤良¹

(1. 安徽理工大学 机械工程系, 安徽 淮南 232001; 2. 浙江大学 流体传动及控制国家重点实验室, 浙江 杭州 310027)

摘要:与喷嘴挡板型伺服阀相比,偏转射流伺服阀具有可靠性高,抗污染性强,寿命长和零漂小等优点。在分析了偏转射流伺服阀结构原理的基础上,建立了偏转射流伺服阀及其位置伺服系统的动态数学模型,导出了偏转板流量方程的表达式,提出了偏转板线性化流量方程。研究了电液位置伺服系统的动态特性,构建了仿真模型并对其动态特性进行了仿真研究,仿真结果证明了动态数学模型的正确性,与实验结论基本吻合。

关键词:射流伺服阀;位置控制系统;数学模型;动态特性;数字仿真

中图分类号:TH137.52

文献标识码:A

偏转射流伺服阀因前置级采用偏转射流放大器而得名。它是20世纪70年代初MOOG公司开发的新型伺服阀,射流伺服阀最主要的特点是采用偏转射流放大器取代双喷挡液压放大器,其余部分在原理上则基本相同。偏转板射流盘电液伺服阀,主要由力矩马达、偏转板射流放大器和滑阀组成。具有可靠性高,抗污染性强,寿命长和零漂小等优点,已广泛用于军事、航空、冶金、矿山等高可靠性、高压、高温场合^[1-2]。目前,国内外有关它的动态特性研究尚不多见,因此研究偏转射流伺服阀及其位置伺服系统的动态特性,具有一定的理论和实际意义。

1 偏转射流伺服阀

偏转射流盘电液伺服阀的具体结构各生产厂家的产品略有不同,但原理相同。其基本结构原理如图1所示。偏转板射流放大器是偏转板射流伺服阀的关键元件,它由射流盘和开有导流窗口的偏转板所组成,射流盘上开有一条射流槽道和两条对称的接受槽道。而偏转板上开有V型导流窗口。其工作过程是:当偏转板在射流盘中间位置时,射流槽道的流体射流被两个接收孔均等地接收,在两个接收槽道内形成相等的恢复压力,滑阀阀芯不动。当偏转板偏移时,一个接收槽

道内的压力升高,另一个接收槽道内压力降低,所形成的控制压差推动阀芯运动。阀芯的位移通过反馈杆以力矩的形式反馈到力矩马达衔铁上,与输入电流产生的电磁力矩等相平衡,从而使阀芯取得一个平衡位置。从原理上讲,偏转板射流放大器与射流管放大器类似,但结构比射流管式伺服阀简单,力矩马达更轻巧,伺服阀频宽更高。

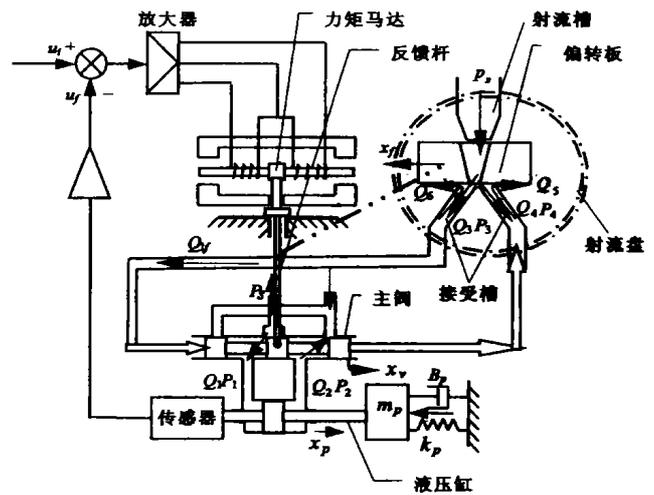


图1 射流伺服阀及系统原理图

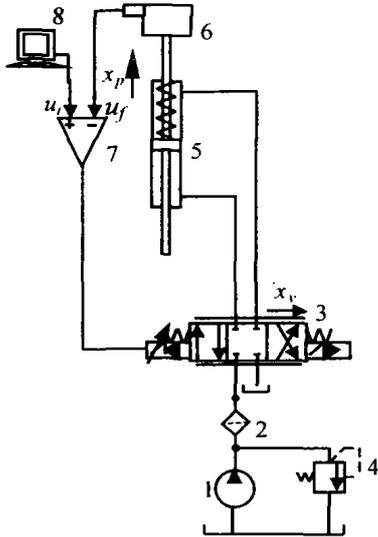
* 收稿日期:2003-07-20

基金项目:国家自然科学基金资助项目(59835160)

作者简介:王传礼(1964-),男,安徽淮南人,安徽理工大学副教授,浙江大学博士研究生,主要从事流体传动与控制技术及新工能材料的理论及应用研究。

2 系统组成

图2是射流盘阀控电液位置伺服系统的液压系统原理简图。射流盘电液伺服阀3、伺服液压缸5、位移传感器6及电控板构成闭环控制回路,用以控制伺服液压缸5活塞的提起位移及位移规律。伺服液压缸的提起规律由计算给出,并转换成控制数据存贮在单片机内,再由单片机电路板转换成电控信号输出给液压伺服系统,由液压伺服系统驱动负载完成伺服液压缸的提起和放下。射流盘电液伺服阀的额定压力为8 MPa,额定流量为100 L/min。



1. 油源;2. 精过滤器;3. 射流盘电液伺服阀;4. 溢流阀;5. 液压力缸;6. 位移传感器;7. 相加器及放大器;8. 单片机

图2 液压系统简图

3 动态特性的数学描述

假定阀匹配对称,阀口处流动为紊流;供油压力 P_s 恒定;温度和密度均为常数且不考虑管道的动态损失^[2-3]。其动态特性方程如下。

3.1 偏转射流盘伺服阀数学模型

偏转射流伺服阀是一个复杂的机电液一体化装置,必须研究其每个环节的动态特性。

力矩马达衔铁组件力矩方程^[2]:

$$k_t I = J_a \ddot{\theta} + B_a \dot{\theta} + ((k_a - k_m) + k_f(r+b)^2)\theta + k_f(r+b)x_o + T_m$$

式中, B_a 为衔铁阻尼系数; k_a 为支承弹簧刚度; k_m 为磁弹簧刚度; k_f 为反馈杆刚度; x_o 为主滑阀芯的位移。衔铁转角 θ 与偏转板位移 x_f 的关系: $x_f = \theta r$

射流盘阀流量方程:

可有以下方程描述,由图1可得

$$Q_3 = C_{d1} A_3(x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s - p_3)}$$

$$Q_4 = C_{d1} A_4(x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s - p_4)}$$

$$Q_5 = C_{d1} A_5(x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_4};$$

$$Q_6 = C_{d1} A_6(x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_3}$$

式中, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6 分别为射流盘阀各阀口的流量; p_3, p_4 分别为射流盘阀各阀腔的压力; $A_3(x_f), A_4(x_f), A_5(x_f), A_6(x_f)$ 分别为射流盘阀各阀口的过流面积。它们可由图3计算,其表达式分别为:

$$A_3(x_f) = r_1^2 \left(\frac{\pi}{2 \times 360} \alpha_1 - \frac{1}{2} \sin(\alpha_1) \right) + r_2^2 \left(\frac{\pi}{2 \times 360} \alpha_2 - \frac{1}{2} \sin(\alpha_2) \right)$$

$$\alpha_1 = 2 \cos^{-1} \left(\frac{r_1^2 + (r_1 + L - x_f)^2 - r_2^2}{2 r_1 (r_1 + L - x_f)} \right)$$

$$\alpha_2 = 2 \cos^{-1} \left(\frac{r_2^2 + (r_1 + L - x_f)^2 - r_1^2}{2 r_2 (r_1 + L - x_f)} \right)$$

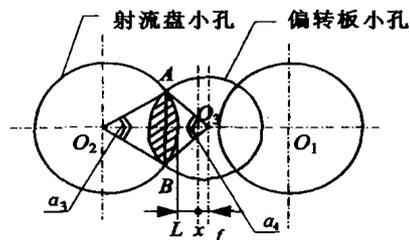


图3 射流盘过流面积计算图

式中, r_1, r_2 分别是射流盘和偏转板小孔半径; L 为两射流盘小孔间距的一半。

$$A_4(x_f) = r_1^2 \left(\frac{\pi}{2 \times 360} \alpha_3 - \frac{1}{2} \sin(\alpha_3) \right) + r_2^2 \left(\frac{\pi}{2 \times 360} \alpha_4 - \frac{1}{2} \sin(\alpha_4) \right)$$

$$r_2^2 \left(\frac{\pi}{2 \times 360} \alpha_4 - \frac{1}{2} \sin(\alpha_4) \right)$$

$$\alpha_3 = 2 \cos^{-1} \left(\frac{r_1^2 + (r_1 + L + x_f)^2 - r_2^2}{2 r_1 (r_1 + L + x_f)} \right)$$

$$\alpha_4 = 2 \cos^{-1} \left(\frac{r_2^2 + (r_1 + L + x_f)^2 - r_1^2}{2 r_2 (r_1 + L + x_f)} \right)$$

$$A_5(x_f) = l(2\pi r_1 - \alpha_3 r_1);$$

$$A_6(x_f) = l(2\pi r_1 - \alpha_1 r_1)$$

式中, l 为偏转板与射流盘间距。

考虑到 $A_3(x_f), A_4(x_f)$ 计算的复杂性,将对其进一

步作线性化处理可得：

$$Q_3 = C_{d1}\omega_f(U + x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s - p_3)}$$

$$Q_4 = C_{d1}\omega_f(U - X_f) \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s - p_4)}$$

式中, U 为射流盘阀正开口量; ω_f 为射流盘阀面积梯度。

射流盘为主阀流量连续方程：

$$\dot{p}_3 = \frac{\beta_e}{V_3}(Q_3 - Q_6 - A_v\dot{x}_v)$$

$$\dot{p}_4 = \frac{\beta_e}{V_4}(Q_4 - Q_5 + A_v\dot{x}_v)$$

式中, β_e 为系统的有效体积弹性系数; V_3 为偏转板与射流盘油腔容积; A_v 为滑阀芯面积。

主阀滑芯力平衡方程：

$(p_3 - p_4)A_v = m_v\ddot{x}_v + B_v\dot{x}_v + k_f x_v + F_s$, 这也是压力反馈回路方程。

式中, m_v 为主阀滑芯质量; B_v 为主阀滑芯粘性阻尼系数; F_s 为主滑阀稳态液动力, 其表达式为：

$F_s = 0.43\omega(P_s - P_1)x_v + 0.43\omega p_2 x_v$, 其中 p_1, p_2 分别是伺服阀出口和入口压力; ω 为阀的面积梯度; 伺服阀的流量方程：

按照零开口滑阀计算, 当 $x_v \geq 0$ 时, 由图 1 可得

$$Q_1 = C_d\omega x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} | p_s - p_1 | \text{sign}(p_s - p_1)}$$

$$Q_2 = C_d\omega x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} | p_2 |}$$

式中, Q_1 为阀口 1 的流量; Q_2 为阀口 2 的流量; C_d 为流量系数; ρ 为液体密度; P_s 为供油压力。

$$\text{sign}(p) = \begin{cases} 1 & p > 0 \\ 0 & p = 0 \\ -1 & p < 0 \end{cases}$$

3.2 伺服阀 - 液压缸的流量连续方程

如图 1 所示, 对每一个活塞腔应用流量连续方程, 可得：

$$\text{高压侧 } Q_1 - C_{ip}(p_1 - p_2) - C_{ep}p_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1 dp_1}{\beta_e dt}$$

$$\text{低压侧 } -Q_2 + C_{ip}(p_1 - p_2) - C_{ep}p_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2 dp_2}{\beta_e dt}$$

式中, V_1 为为进液腔容积(包括阀, 连接管路, 和工作腔的容积)。 $V_1 = V_{10} + A_1 x_p$

V_2 为为回液腔容积(包括阀, 连接管路, 和工作腔的容积); $V_2 = V_i - (V_{10} + A_2 x_p)$, 其中 V_i 为液压缸总容积; V_{10} 为液压缸初时容积; A_1, A_2 为液压缸大小腔活塞面积; C_{ip}, C_{ep} 为液压缸内外泄漏系数。

3.3 液压缸的力平衡方程

$A_1 P_1 - A_2 P_2 = m_p \ddot{x}_p + B_p \dot{x}_p + k_p x_p + F_L + F_{\text{摩}}$

式中 m_p 为活塞和负载折算到活塞上的总质量; B_p 为活塞和负载折算到活塞上的总阻尼系数; k_p 为负载的弹簧刚度; x_p 为液压缸位移; F_L 为外负载力, $F_{\text{摩}}$ 为摩擦力, 取 $F_{\text{摩}} = \begin{cases} F_{\text{静}} & \dot{x}_p = 0 \\ \frac{\dot{x}_p}{|x_p|} F_{\text{动}} & \dot{x}_p \neq 0 \end{cases}$

此外, 还有传感器的位移电压变换方程：

$$u_f = \frac{k_d}{T_1 s + 1} x_p$$

式中, k_d 为传感器增益; T_1 为传感器时间常数。

以上方程完全描述了射流盘阀控电液位置伺服系统的动态特性, 是动态特性研究和建立仿真模型的基础。

4 仿 真

4.1 仿真模型

利用 MATLAB 软件中提供的动态系统仿真工具 SIMULINK, 对本系统动态数学模型进行了仿真研究。考虑到系统动态数学模型的复杂性并结合仿真实际需要, 将其分解为前置级、功率级、阀流量方程、流量连续方程、力平衡方程和传感器等 6 个子系统。在确认各子系统的仿真模型的正确性后, 将各子系统输入输出关系连接起来即得系统的总仿真模型, 如图 4 所示^[4]。

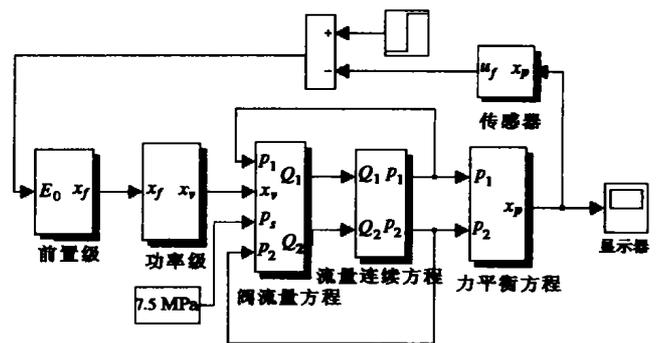


图 4 仿真模型总图

4.2 仿真结果

选取相关参数的具体值, 对总模块加一定的输入信号, 研究其输出响应为进一步优化系统参数提供依

据。系统的输入为信号电压,输出是液压缸位移,阶跃响应特性仿真结果如图5所示。可以看出:阻尼对系统动态特性的影响,阻尼越大,振荡越小,超调量也越小。正常阻尼时的上升时间约为0.035 s,稳态调整时间需要0.2 s左右。对比图5仿真结果与液压缸活塞位移实测阶跃响应曲线图6可以看出:仿真结果与实验结论基本吻合,说明系统动态数学模型是正确的。图7是不同阻尼条件下伺服阀出口和入口压力 P_1 , P_2 的时域仿真曲线,它表明本系统射流盘伺服阀压力变化的基本

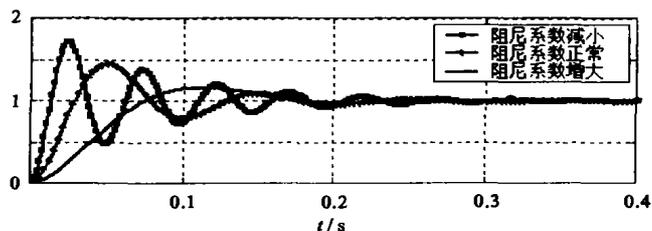


图5 阶跃响应仿真曲线

特征。图7显示:阻尼增大,系统需克服更大的阻力,系统压力升高,超调量越大,达到稳态的时间也越长。图8是不同阻尼条件下偏转板输出位移的时域仿真曲线,它表明本系统射流盘伺服阀偏转板输出位移变化的基本特征。从图8可以看出:不同阻尼对偏转板输出位移的影响。总之,通过仿真分析,得出影响系统动态特性的具体参数,为该类系统的优化设计和工程应用提供新思路和新方法^[5-6]。

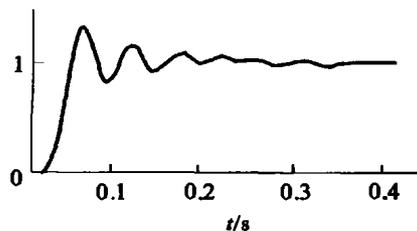


图6 实测阶跃响应曲线

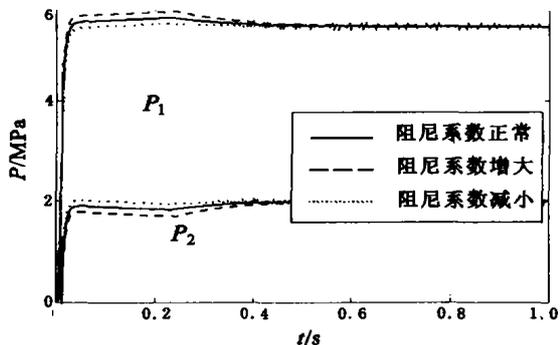


图7 压力仿真曲线

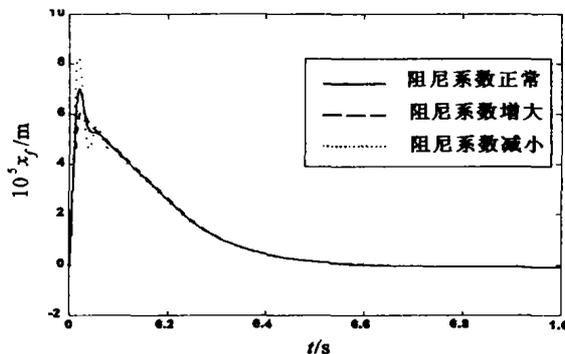


图8 偏转板位移仿真曲线

5 结论

建立了准确而严密的偏转射流盘伺服阀及其电液位置伺服系统的动态数学模型,导出了偏转板流量方程的表达式,提出了偏转板线性化流量方程,并利用MATLAB中的SIMULINK仿真工具进行了仿真研究,通过仿真分析,得出影响系统动态特性的具体参数,仿真结果验证了数学模型的正确性并实现了系统各参数的模拟。对比图5和图6可以看出:仿真结果和实验结论基本吻合,这为该类系统的优化设计和工程应用提供进一步参考。

参考文献:

[1] 卢长耿,李金良. 液压控制系统的分析与设计[M].

北京:煤炭工业出版社,1991.

- [2] 刘长年. 液压伺服系统优化设计理论[M]. 北京:冶金工业出版社,1989.
- [3] EIZO URATA. Influence of fringing on servovalve torque-motor[A]. Proceeding of the 5th JHPS international symposium on fluid power[C]. Tokyo: JFPS, 2002. 769-774.
- [4] JAN-OVE PALMBEG. Simulation as a key tool to improve the fluid power system design process[A]. The Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control [C]. China: 2001. 235-239.
- [5] 程卫国,冯峰,王雪梅,等. MATLAB 5.3 精要编程及高级应用[M]. 北京:机械工业出版社,2000.
- [6] 薛定宇. 控制系统计算机辅助设计 MATLAB 语言及仿真[M]. 北京:清华大学出版社,2001.

Dynamic Characteristics of Electro-hydraulic Position System Controlled by Jet-pan Servovalve

WANG Chuan-li^{1,2}, DING Fan², LI Qi-peng², XU Xian-liang¹

(1. Department of Mechanical Engineering, Anhui University of science and Technology, Huainan 232001, China;

2. State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: Jet-pan servovalve has advantage of higher reliability, longer work life, better anti-contamination and less null shift, compared with nozzle flapper servovalve. Based on the introduction of the structure and principle of Jet-pan servovalve, the mathematic models of dynamic characteristics of electro-hydraulic position system controlled by jet-pan servovalve are established. Flow equations of deflection plate are derived and linearized. Its simulation model is also constructed by the use of Simulink Toolbox of Matlab. The model's dynamic characteristics are simulated. Simulation results obtained match basically that of the experiment.

Key words: jet-pan servovalve; position control system; mathematic model; dynamic characteristics; digital simulation

(编辑 成孝义)

~~~~~  
(上接第10页)

## The Component Type Choosing and Parameter Matching of ISA HEV

YANG Wei-bin, QIN Da-tong, YANG Ya-lian, YANG Yang, SHU Hong

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

**Abstract:** This paper briefly introduces the structure and main function of a mild hybrid system based on ISA. The components of the whole powertrain system include ISA, engine and battery. Transmission is choosed according to its typical configuration and functions. In addition, the specific parameters of power and torque of ISA, engine power, the number and capacity of battery, the gear ratio of gearbox are determined according to the required performance and fuel economy. In order to achieve the design target, the Genichi Taguchi method is used to optimize the gear ratio. At the same time, the simulation of ISA mild hybrid vehicle is carried out and compared with conventional vehicle by using the ADVISOR software.

**Key words:** MHEV; parameters design; matching; simulation

(编辑 成孝义)