伺服作动系统的余度控制

付永领 裴忠才 王占林
(北京航空航天大学 自动控制系)

摘 要 为了提高伺服作动系统的可靠性,设计了一种三余度的电液伺服作动系统,将伺服阀的力矩马达、喷嘴挡板阀、系统的反馈元件等做成一式三份.并对该结构伺服作动系统进行了深入的理论分析,建立了三余度伺服控制系统的数学模型,分析了余度控制对伺服作动系统动态品质的影响,以及系统出现故障后余度伺服作动系统的动态品质.分析结果表明:伺服作动系统采用余度控制后,系统的动态品质基本不变.但系统在伺服阀线圈一路断开的情况下,余度伺服作动系统仍能正常工作.结果表明:伺服作动系统采用余度技术后,系统性能基本不变,而大大提高了伺服作动系统的可靠性,为高性能伺服作动系统的研制提供理论依据.

关键词 可靠性; 伺服控制; 数学模型; 余度控制系统
分类号 V 227.82

宇宙飞行器是航空航天领域的关键设备,良好的可靠性是飞行器能否成功飞行的关键,这就对驱动其舵机的电液伺服作动系统提出了严格的要求,它的良好可靠性是评价伺服系统性能好坏的重要依据.为了提高电液伺服作动系统的可靠性,提出了余度控制方法,并对该结构伺服作动系统进行了理论分析.

1 三余度伺服作动系统的数学模型

伺服作动系统由5个部分组成:3个力矩马达,3个喷嘴-挡板阀、滑阀、作动筒、负载发动机,其中各自包含了相应的反馈:力反馈、动压反馈、负载机械位置反馈等.

对于单通道电液伺服作动系统,其数学模型的推导过程如下.

1) 力矩马达的理论分析

力矩马达的电路图如图1所示.伺服放大器的输入电压为 e_g,伺服放大器的输出电压 e_c 加到力矩马达的2个差动连接的线圈上,其力矩马达的输入电压为

$$e_c = e_1 + e_2 = K_g e_g + K_g e_g = 2ue_g = 2K_g e_g \quad (1)$$

式中 e_c 为推挽放大器输给力矩马达的控制电压, V; e_1 为推挽放大器单边加到线圈1上的电压, V; e_2 为推挽放大器单边加到线圈2上的电压, V; K_g 为推挽放大器的单边放大系数.

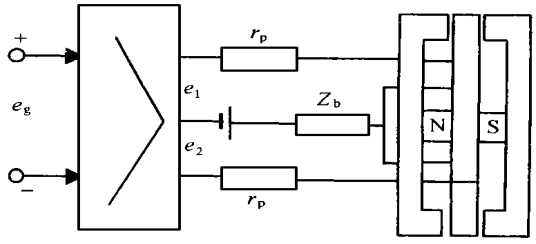


图1 力矩马达电路原理图

力矩马达的电压平衡方程为

$$2K_g e_g = (R_c + r_p) i_c + 2L_c \frac{di_c}{dt} + 2K_b \frac{d\theta}{dt} \quad (2)$$

式中 i_c 为输入力矩马达的控制电流, A; R_c 为力矩马达每个线圈的电阻, Ω; r_p 为每个线圈回路的放大器内阻, Ω; L_c 为力矩马达每个线圈的电感, H; K_b 为力矩马达每个线圈的反电势常数, V·s/rad.

力矩马达的力平衡方程为

$$\left.\begin{aligned} M_d &= J_a \frac{d^2\theta}{dt^2} + B_a \frac{d\theta}{dt} + K_a\theta + M_L \\ M_d &= K_t i_c + K_m \theta \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

式中 M_d 为力矩马达的电磁力矩, N·m; J_a 为衔铁组件的转动惯量, kg·m^2; B_a 为衔铁组件的粘性阻尼系数; K_a 为弹簧管刚度, N·m/rad; M_L 为力矩马达的负载力矩, N·m; K_t 为力矩马达中位电磁

收稿日期: 1998-05-29 第一作者 男 32岁 副教授 100083 北京
1) 航空科学基金(94E51065)资助项目

力矩系数, N•m/A; K_m 为力矩马达的电磁弹簧刚度, N•m/rad; θ 为衔铁转角, rad.

力矩马达的负载力矩为

$$M_L = rA_p p_p(s) + (r+b)K_f[(r+b)\theta(s) + x_v(s)] - r'A'_p p_f(s) - 8\pi C_p^2 r^2 p_s x_{d0}\theta(s) + 8\pi C_p'^2 r'^2 p_s x'_{d0}\theta(s) \quad (4)$$

式中 r 为喷嘴孔轴心到衔铁旋转中心距离, m; r' 为反馈喷嘴孔轴心到衔铁旋转中心距离, m; A_p 为喷嘴孔面积, m^2; A'_p 为反馈喷嘴孔面积, m^2; p_f 为动压反馈的负载压差, Pa; p_p 为两喷嘴腔的压力差, Pa; b 为反馈杆小球中心到喷嘴中心距离, m; K_f 为反馈杆刚度, N/m; x_v 为阀芯位移, m; C_p 为喷嘴与挡板之间的流量系数; C'_p 为反馈喷嘴与挡板之间的流量系数; x_{d0} 为挡板与喷嘴之间的零位距离, m; x'_{d0} 为反馈挡板与喷嘴之间的零位距离, m; p_s 为供油压力, Pa.

动压反馈伺服阀比压力反馈阀增加一个带对中弹簧的动压活塞, 其功能是一个过滤装置, 并使系统有良好的阻尼和动态特性, 它对系统负载压力 p_L 的传递函数为

$$\frac{p_f(s)}{p_L(s)} = \frac{T_D(s)}{T_D(s)+1} \quad (5)$$

式中 T_D 为时间常数,

$$T_D = \frac{\sqrt{2\rho_{f\max}}A_D^2}{C_p\pi d_p x_d K_L^2}$$

其中 d_p, x_d, K_L 为反馈喷嘴的直径和喷嘴与挡板之间的距离及对中弹簧刚度.

由式(1)~式(5)可得动压反馈伺服阀力矩马达传递函数 $G_\theta(s)$ 的方块图如图 2 所示.

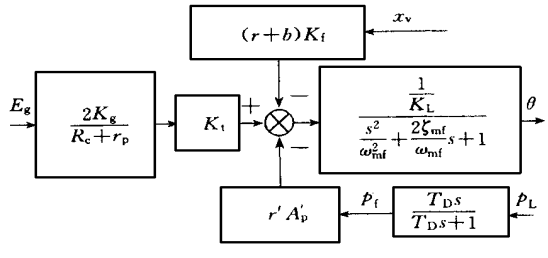


图 2 力矩马达方块图

2) 双喷嘴挡板液压放大器的传递函数

双喷嘴挡板液压放大器是伺服阀的前置级, 属于机械液压转换装置, 其功能是将挡板的微小机械位移信号转换为液压信号驱动滑阀的阀芯, 其性能的好坏直接影响伺服阀以及整个伺服系统, 因此对该环节进行理论分析是必要的. 其 3 个基本方程如下.

流量方程为

$$Q_p(s) = K_{Qp}x_d(s) - K_{cp}p_p(s) \quad (6)$$

式中 Q_p 为双喷嘴挡板阀的输出流量, m^3/s; K_{Qp} 为双喷嘴挡板阀的流量增益, m^2/s; K_{cp} 为双喷嘴挡板阀流量压力系数, $m^3/(s•Pa)$.

考虑喷嘴腔中油的压缩性和泄漏, 则滑阀阀芯运动所需的流量为

$$Q_p = A_v s x_v(s) + \frac{V_p}{2\beta_e}s p_p(s) \quad (7)$$

式中 A_v 为阀芯端面积, m^2; V_p 为阀芯处于中位时一个喷嘴腔的体积, m^3.

阀芯的力平衡方程为

$$p_p(s)A_v = m_v s^2 x_v(s) + B_v s x_v(s) + K_f[(r+b)\theta(s) + x_v(s)] + K_v x_v(s) \quad (8)$$

式中 m_v 为滑阀质量, kg; B_v 为滑阀粘性系数, N•s/m; $K_v = 0.43\omega(p_s - p_L)$.

喷嘴挡板位移方程为

$$x_d = r\sin\theta \approx r\cdot\theta \quad (9)$$

由式(6)~式(9)可得液压放大器传递函数为

$$G_v(s) = \frac{x_v(s)}{\theta(s)} = \frac{\frac{K_{Qp}r}{A_v}}{\frac{s^3}{\omega_{hp}^2} + \frac{2\zeta_{hp}}{\omega_{hp}}s^2 + \left(1+\frac{\omega_f}{2\zeta_{hp}\omega_{hp}}\right)s + 1} \quad (10)$$

$G_v(s)$ 的方块图如图 3 所示.

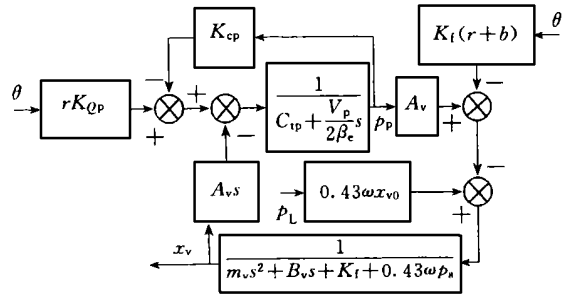


图 3 双喷嘴挡板液压放大器方块图

3) 作动筒对阀的传递函数

对于作动筒, 其流量方程为

$$Q_L = A_t\dot{y}_t = K_q x_v - C_{tc}p_L - \frac{V_t}{4\beta_e}\dot{p}_L \quad (11)$$

式中 A_t 为作动筒活塞的有效面积, m^2; y_t 为作动筒的位移, m; K_q 为滑阀的流量增益, m^2/s; C_{tc} 为作动筒的总泄漏系数, $m^3/(s•Pa)$; V_t 为作动筒的有效体积, m^3.

力矩平衡方程为

$$p_L A_t R = Rm_t\ddot{y}_t + RB_t\dot{y}_t + T \quad (12)$$

式中　m_t 为作动筒的负载惯量, kg; R 为作动筒推动发动机喷管的摆动力臂, m; B_t 为作动筒阻尼系数; T 为负载力矩, N•m.

负载发动机的力矩平衡方程为

$$T - T_{f2} - T_L = J_a\ddot{\theta}_f + N_1\dot{\theta}_f + N_2\theta_f \quad (13)$$

式中　T_{f2}为负载发动机的摩擦力矩, N•m; T_L 为负载发动机的干扰力矩, N•m; J_a 为负载发动机的负载惯量, kg•m^2; N_1、N_2 为负载发动机的粘性阻尼系数和刚度.

作动筒的位移与负载发动机的摆角之间的关系为

$$R\theta_f = y_t \quad (14)$$

由式(11) ~ 式(14)可得负载发动机喷管的摆角对伺服阀输出 x_v 的方块图见图 4, 这样单通道伺服作动系统的结构已经确定, 其方块图见图 5.

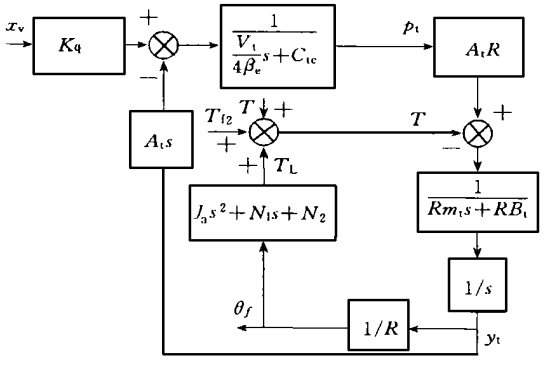
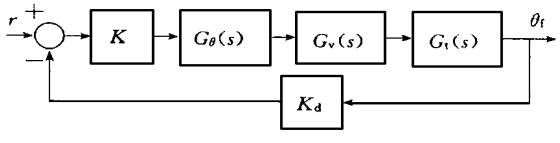


图 4　动力机构方块图



r —系统输入信号; K —伺服放大器放大系数; K_d—反馈系数

图 5　伺服作动系统方块图

为了提高伺服作动系统的可靠性和容错能力, 伺服作动系统采用了 3 个喷嘴挡板阀, 3 个反馈, 这样伺服作动系统的方块图如图 6 所示.

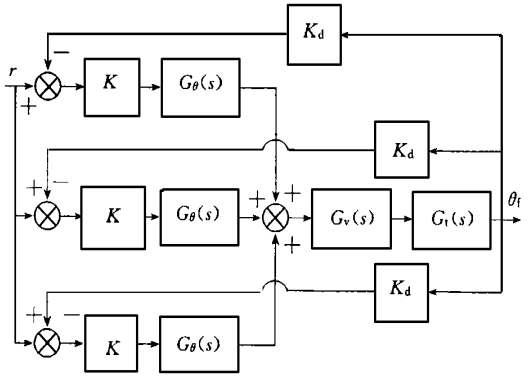
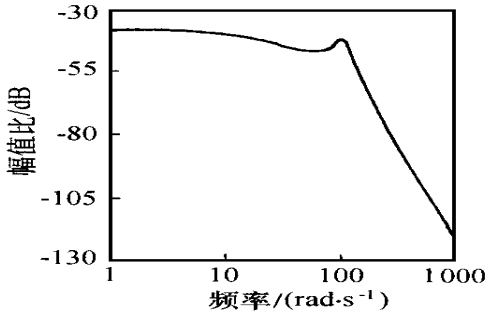


图 6　三余度伺服作动系统方块图

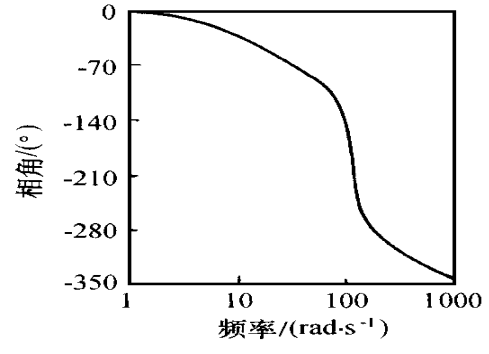
2　仿真分析

为了验证余度控制方法对提高伺服系统可靠性的效果, 对图 6 所示系统进行仿真分析, 其单通道伺服作动系统的开环频率特性如图 7 所示.

采用余度控制方法后, 伺服系统的开环频率特性如图 8 所示.

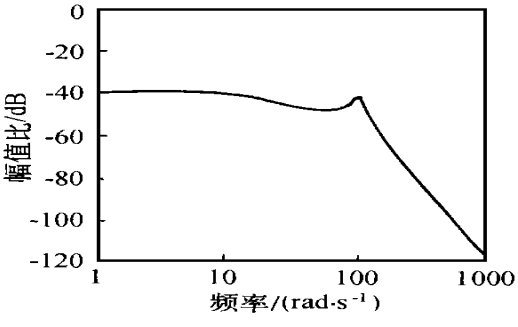


a 幅频特性曲线

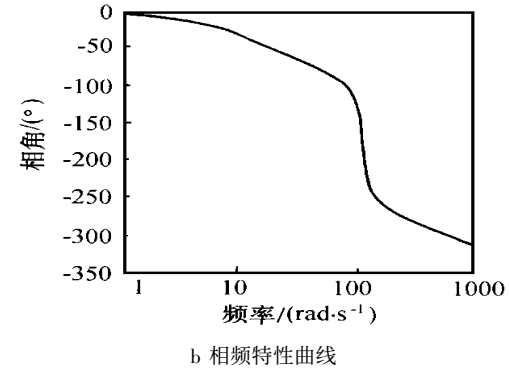


b 相频特性曲线

图 7　单通道伺服作动系统的频率特性



a 幅频特性曲线

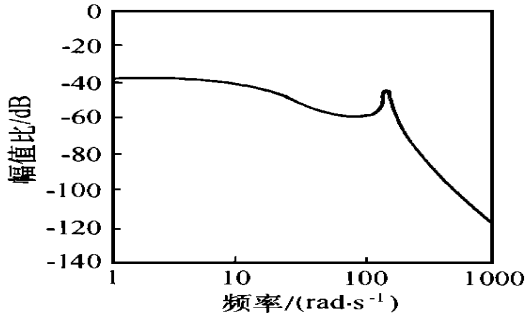


b 相频特性曲线

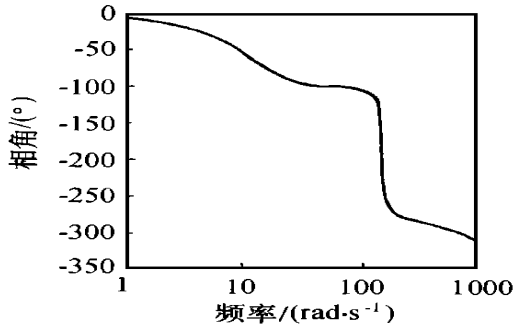
图 8　三余度伺服作动系统频率特性

从结果可看出, 单通道伺服系统的幅值裕度为41.72 dB(ω= 108.2 rad/s), 采用余度控制方法后, 系统的幅值裕度为41.3 dB(ω= 108.4 rad/s), 其频率特性基本没有改变.

采用余度控制方法后, 若伺服阀线圈有一路断开, 导致其中一个通道的电信号无法传送, 它的反馈信号、输入信号的综合加法器以及功率放大器失去作用, 这时伺服系统的开环频率特性见图9. 从图9可以看出, 采用余度控制后, 在伺服阀线圈断一路的情况下, 系统的频率特性变化不大(幅值裕度43.65 dB(ω= 148.4 rad/s)), 系统能够正常工作.



a 幅频特性曲线



b 相频特性曲线

图9 余度伺服系统频率特性曲线

3 结束语

通过以上分析可以知道, 伺服作动系统在采用余度控制方法后, 其频率特性基本保持不变, 但系统的可靠性有了显著提高, 克服了由于伺服阀的故障而导致伺服系统瘫痪的状况, 必将大大促进电液伺服系统的广泛应用.

参考文献

1 李洪人. 液压控制系统. 北京: 国防工业出版社, 1981
2 王占林. 液压伺服控制. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1987

Redundance Control of Servo Actuator System

Fu Yongling Pei Zhongcai Wang Zhanlin
(Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Dept. of Automatic Control)

Abstract In order to improve the reliability of servo system, a triplex electro-hydraulic servo actuator system with three torque motors, three jet flapper valves and three sets of feedback components is designed. The authors make a deep theoretical analysis on the system, build up the mathematical model of the triplex electro-hydraulic servo actuator system, analyze the effects of the redundance control on dynamic performance of the system and the dynamic performance of triplex electro-hydraulic servo actuator system after any trouble happens. The results show when the triplex electro-hydraulic servo actuator system is applied, the dynamic performance has a little difference. When one coil of servo valve is broken, the system works in going order. This result proves that redundance control greatly improves the reliability of the servo actuator system, and provide the theoretical bases for the design of the servo actuator system with good performance.

Key words reliability; servocontrol; mathematical models; redundance control system