泵阀联合 EHA效率设计仿真分析

纪友哲 祁晓野 裘丽华 王占林

(北京航空航天大学 自动化科学与电气工程学院, 北京 100191)

摘 要: 分析了泵阀联合电动静液作动器(EHA, Electrical Hydraulic Actuator)效率的影响因素,提出了降低油源压力设计值以提高效率的方法.针对泵阀联合 EHA的工作特点,在负载相同的条件下,对伺服阀和定量泵的输出流量、损耗流量变化、作动系统整体效率变化进行了分析,并分析了油源压力设计值变化对系统主要性能参数的影响.相对于常规阀控系统设计,在一定范围内降低油源压力设计值的方法可提高液压系统总效率,减少流量损耗引起的功率损耗.系统快速性提高,稳定性增强,抗扰动能力下降,因而系统效率设计要兼顾性能综合进行.以弹性负载为对象的作动系统仿真计算验证了设计方法的可行性.

关 键 词: 泵阀联合; 电动静液作动器; 油源压力; 效率; 性能

中图分类号: V 245.1; TH 137

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2008)07-0786-04

Simulation analysis of pump and valve combined EHA efficiency design

Ji Youzhe Qi Xiaoye Qiu Lihua Wang Zhanlin

(School of Automation Science and Electrical Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The efficiency influencing factors of the valve control section of valve and pump combined electrical hydraulic actuator (EHA) were analyzed. The method to improve the system efficiency by decreasing the design value of source pressure was proposed. According to the working characteristics of the pump and valve combined EHA, the change of output flow, losing flow of servo valve and pump, total efficiency of actuation system and other main performance parameters caused by source pressure change were analyzed at the same working condition. The result indicates that the system efficiency is improved and the power loss caused by losing flow is reduced in some range. The rapidity and stability become better, the disturbance rejection becomes worse, so that the efficiency and performance should be considered integrated. The simulation testing of actuation system based on spring load proves the feasibility of new method.

Key words: pump and valve combined; electrical hydraulic actuator; source pressure; efficiency; performance

电动静液作动器(EHA, Electrical Hydraulic Actuator)与传统液压作动系统相比具有体积小、重量轻、效率高等优点,是当前研究的热点[1-3].其容积控制方式系统效率高,但短期内无法满足高响应的要求;其阀泵联合控制方式是将伺服阀控制系统与泵控制系统结合起来,根据飞行计算机提供的工况要求,调节泵、阀的工作过程,使作动系统可以兼顾效率和响应.但由于阀控环节的存在,系统损失功率相较容积控制仍较高,常规伺服阀控制系统主要以满足伺服阀最优效率来设计负载压力.本文针对阀控系统工作的特点,在满足负载要求的前提下,从使泵阀联合 EHA系统获得最优效率角度出发,对油源压力的设计和系统性能的变化进行了综合分析,为提高作动系统效率提供了理论依据[4]. AMEsim (Advanced Modeling Environment for performing simulations of engineering system)是基于图形化的仿真软件,主要用于工程系统的建模、仿真和动态性能分析.该软件在

收稿日期: 2007-06-15

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50375009)

作者简介: 纪友哲(1978-),男,辽宁沈阳人,博士生, ssm@163.com.

建立液压系统数字模型的过程中充分考虑到液压油的物理特性和液压元件的非线性特性,具有强大的后处理功能[5].本文采用此软件对某作动系统的不同设计方案进行了动态分析和热分析.

1　泵阀联合 EHA效率分析

泵阀联合 EHA方案原理如图 1所示.此方案采用调速电机带动定量泵,由伺服阀换向.工作过程中,DSP控制器接收中央控制器指令,控制电机转速,调节泵的输出流量,通过压力环使阀前压力稳定在满足工况的压力点附近,同时控制伺服阀的工作,使作动器按中央控制器的设定工作,从而使作动系统在满足控制要求的同时,可以兼顾效率和响应.

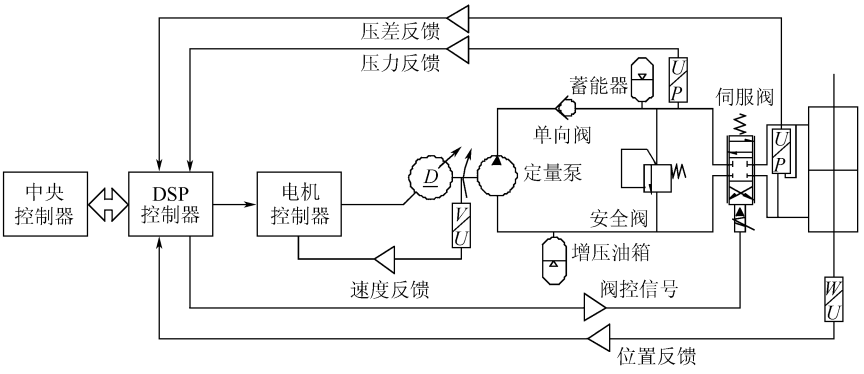


图 1　泵阀联合控制方案原理图

1.1　恒负载功率下阀控环节分析

阀控制系统效率公式为

$$\eta = Q_f p_f / (Q_s p_s) \tag{1}$$

式中,p_s为油源压力;p_f为负载压力;Q_s为油源输出流量;Q_f为负载流量;η为液压系统效率.

当采用流量可调节油源时,系统效率主要取决于油源压力和负载压力的比值.因此,若能降低油源压力则可提高系统的效率.

在保持负载不变的前提下,设满足常规设计 $p_f = 2/3 p_s$时,所选用伺服阀负载流量为

$$Q_{f1} = C_V W_1 x_{V1} \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_{s1} - p_f)} = C_V W_1 x_{V1} \sqrt{\frac{1}{2\rho} p_f} \tag{2}$$

式中,C_V为流量系数;W为滑阀的面积梯度;x_V为阀芯位移;ρ为液压油密度;下标 1表示所属符号为常规设计时的符号.

设降低油源压力值后,$p_f = K p_{s2}$ $(2/3 < K < 1)$,此时所选用伺服阀负载流量为

$$Q_{f2} = C_V W_2 x_{V2} \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_{s2} - p_f)} = C_V W_2 x_{V2} \sqrt{\frac{1 - K}{K\rho} p_f} \tag{3}$$

式中,K表示负载压力与油源压力的关系系数;下标 2表示所属符号为提高负载压力设计的符号.

在相同负载下,常规设计和降低油源压力设计所选用的伺服阀关系为

$$\frac{Q_{f1} p_f}{Q_{f2} p_f} = \frac{W_1 x_{V1}}{W_2 x_{V2}} \sqrt{\frac{K}{2(1 - K)}} = 1 \tag{4}$$

则

$$2(1 - K)/K = [W_1 x_{V1} / (W_2 x_{V2})]^2 \tag{5}$$

设伺服阀通径比值为

$$n = W_1 x_{V1} / (W_2 x_{V2}) \tag{6}$$

可得出不同设计下 n与 K值变化的关系,见图 2.可见,随 K值的增大,n随之减小,即随负载压力设计值的增大,所需伺服阀流量规格随之增大.

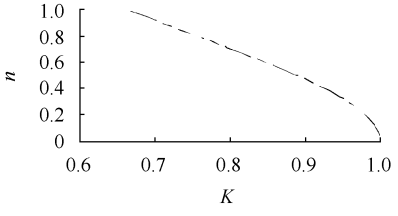


图 2　伺服阀通径比值与 K的关系

1.2　伺服阀内耗流量与负载压力的关系

伺服阀正常工作除输出流量外,还存在用于先导级工作和阀芯泄漏的内耗流量,内耗流量 Q_L与伺服阀额定流量 Q_n的关系为

$$Q_L = 0.5 + 0.04 Q_n \tag{7}$$

当采用提高负载压力设计时,由式 (2)、式 (3)和式 (6)得内耗流量为

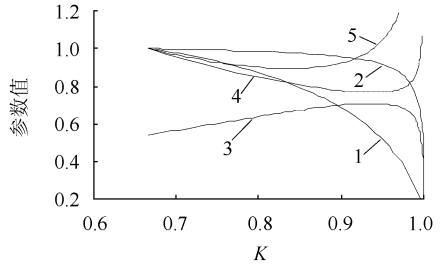
$$Q_{L2} = 0.5 \sqrt{\frac{2}{3K}} + \frac{0.04Q}{\sqrt{3(1 - K)}} \tag{8}$$

1.3　定量泵输出流量及泄漏与负载压力的关系

定量泵输出流量主要由负载流量、伺服阀内耗流量及泵泄漏流量构成.EHA系统为获得较高的系统响应,设计时采用高速小排量定量泵,为满足高转速使系统润滑充分,其容积效率通常为 90%,则降低油源压力后定量泵输出总流量为

$$Q_{P2} = Q_{f2} + Q_{L2} + 0.1Q_{P2} \quad (9)$$

由上述分析得出降低油源压力后伺服阀泄漏流量、定量泵输出流量和总功率与常规设计时数值比值以及降低油源压力后液压系统效率与 K 的变化关系曲线,如图 3所示. 可以看出,降低油源压力后,由于伺服阀加大引起泄漏量增加,使泵的总流量也相应增加;但由于油源压力的降低,液压系统效率变化先是提高,当泄漏流量过大,油源压力降低带来的效率提高不能弥补泄漏引起的损失后,效率开始降低;同理,液压系统总功率和总泄漏变化先是降低然后增加.



1—泵输出流量的常规设计与降压设计比值; 2—阀泄漏流量的常规设计与降压设计比值; 3—降压设计时液压系统效率; 4—液压系统总功率的降压设计与常规设计比值; 5—液压系统总泄漏的降压设计与常规设计比值.

图 3 液压系统参数比与 K的关系

从上述分析可以得出,在考虑损耗流量的影响后,在 $p_f = 0.94p_s$ 附近泵阀联合 EHA 达到液压系统总效率的最大值. 由于飞行器作动系统多为位置控制系统,伺服阀长时间工作在零位附近,系统总损耗流量的影响较大,由图 3的曲线 5可知,此时最优效率点在 $p_f = 0.83p_s$ 附近.

2 系统性能的影响

泵阀联合 EHA 主要控制环节是典型的阀控缸环节,其主要性能参数有速度放大系数、液压固有频率、液压相对阻尼系数及刚度,在考虑系统效率的同时这些参数的变化也必须予以考虑[6].

2.1 速度放大系数

液压放大器的速度放大系数为

$$K_v = \frac{K_Q}{A_t} \quad (10)$$

式中, K_Q 为流量放大系数; A_t 为活塞面积.

$$K_Q = \frac{\partial Q_f}{\partial x_V} = C_V W \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_s - p_f)} \quad (11)$$

将式 (11)在不同设计方案下得到的关系式代入式 (4)可知,油源压力降低后,系统流量系数的变化取决于伺服阀阀芯行程. 由图 2和伺服阀设计方法可得,油源压力降低后,伺服阀阀芯行程增大,相应的流量放大系数增大,则速度放大系数增大,即快速性增加.

2.2 液压固有频率

阀控液压缸系统的固有频率表达式为

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4E_y A_t^2}{m_t V_t}} \quad (12)$$

式中, E_y 为弹性模量; m_t 为活塞与负载折算到活塞上的总质量; V_t 为液压缸总容积. 式 (12)中没有与油源压力直接相关项,即液压固有频率没有改变.

2.3 液压相对阻尼系数

忽略较小的粘性阻尼后,阀控液压缸液压相对阻尼系数的表达式为

$$\xi_h = \frac{K_{ce}}{A_t}\sqrt{\frac{E_y m_t}{V_t}} \quad (13)$$

式中, K_{ce}为总压力流量系数,其表达式为

$$K_{ce} = K_c + C_{sl} \quad (14)$$

由于流量-压力放大系数 K_c 比总泄漏系数 C_{sl}大得多,所以 K_{ce}主要取决于 K_c.

$$K_c = \frac{C_V W x_V}{2\sqrt{\rho(p_s - p_f)}} \quad (15)$$

将上式在不同设计方案下得到的关系式代入式 (4)和图 2可得,降低油源压力后, K_c 增大,则液压相对阻尼系数也随之增大,系统稳定性增强.

2.4 刚 度

阀控液压缸的动态位置刚度由惯性环节、理想微分环节和二阶环节组成,做动系统通常工作在惯性环节和微分环节所处频率段上,

在微分环节频段上动态位置刚度可简化为

$$\frac{F_L}{X_t} = -\frac{A_t^2}{K_{ce}} \quad (16)$$

式中 X_t为活塞位移.

由 2.3节分析可得, K_{ce}增大,动态负载刚度系数减小,系统抗扰动能力降低.

在惯性环节频段上,动态负载刚度可简化为

$$\left|\frac{F_L}{X_t}\right| = \frac{4E_y A_t^2}{V_t} \quad (17)$$

式中没有与油源压力相关项,即动态刚度没有改变.

静态位置刚度为 $\omega = 0$时的动态刚度,随着油源压力的下降而减小,系统抗扰动能力降低.

3 仿真实例

3.1 仿真参数

针对某飞行器要求作动系统响应快、体积小、

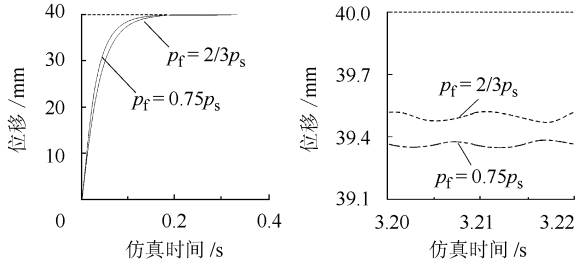
温升低和能耗小等设计要求,采用泵阀联合 EHA方案,分别对常规设计和降低油源压力设计 2种方案进行了仿真分析,考虑到降低压力对系统性能的影响,设降压设计时 $p_f = 0.75p_s$. 主要设计参数见表 1.

表 1　设计参数

设计参数	常规设计 $p_f = 2/3p_s$	高效率设计 $p_f = 0.75p_s$
油源压力 /MPa	21	18.7
负载压力 /MPa	14	14
活塞面积 /mm^2	2 106	2 106
伺服阀额定流量 /(L·min^{-1})	28.2	34.1
电机功率 /kW	6.93	63.2
定量泵排量 /(mL·r^{-1})	1.98	2.03
电机转速 /(r·min^{-1})	10 000	10 000
初始温度 /℃	20	20

3.2　仿真结果

图 4为 2种设计的阶跃响应对比曲线. 从图 4a中可以看出,采用 $p_f = 0.75p_s$ 设计的上升时间比采用 $p_f = 2/3p_s$ 设计的上升时间短,即采用降低油源压力设计的方法使系统快速性得到提高;图 4b为响应稳定区域的局部放大图,采用 $p_f = 0.75p_s$ 设计的平均位移静差比采用 $p_f = 2/3p_s$ 设计的平均位移静差大,即采用降低油源压力设计的方法系统抗扰动能力有所降低.



a　上升区域　　b　稳定区域局部

图 4　不同设计阶跃响应曲线

图 5为 2种设计的热分析对比曲线. 由于此作动器工作于高空、密闭环境,不利于散热,因此在仿真中假设作动器液压系统与外界没有热交换,进而预测在整个飞行时间内,液压油可能达到的温度. 为判断 2种设计方案效率的高低,仿真中设定 2种方案的液压油体积相同.

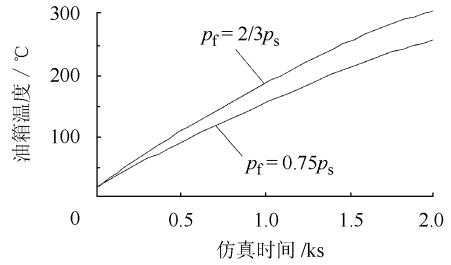


图 5　不同设计温度曲线

比较 2种设计的曲线可知,在 2 ks时采用 $p_f = 0.75p_s$ 设计的油箱温度比采用 $p_f = 2/3p_s$ 设计的油箱温度低 40 ℃左右,即采用 $p_f = 0.75p_s$ 的设计方法提高了系统效率.

4　结　论

在综合分析泵阀联合 EHA效率和性能参数的变化后,可得出如下结论:

1) 考虑内耗、泄漏等因素后,满足伺服阀最优效率的常规设计方案不是作动系统的最优效率设计,泵阀联合 EHA满足最大负载功率时,最优效率设计点在 $p_f = 0.94p_s$ 附近,对于位置控制系统,系统最优效率设计点为 $p_f = 0.83p_s$;

2) 降低油源压力值后,系统主要性能参数会随之改变,系统快速性和稳定性提高,抗干扰能力下降,即效率与性能在某种程度相互矛盾,在设计时,要根据设计指标合理选择 K值,使系统满足性能指标的同时具有最佳的效率;降低油源压力值后,在负载相同的前提下,在一定范围内,相较于常规设计可降低液压系统总功率,从而减少拖动机构能耗.

参考文献 (References)

[1] Wang Zhanlin, Qiu Lihua, Yü Liming. Major development trends of aircraft hydraulic system[C]//Proceedings of the International Conference on Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components. Toulouse: National Institute for Sciences of Toulouse, 2001: 147 - 154

[2] Stephen C J. Flight test experience with an electro-mechanical actuator on the F-18 systems research aircraft[C]//The 19th Digital Avionics Systems Conferences. Arlington: IEEE, 2000

[3] Botten S L, Whitley C R, King A D. Flight control actuation technology for next generation all-electric aircraft[J]. Technology Review Journal Millennium Issue, 2000: 55 - 68

[4] Ji Youzhe, Qi Xiaoye, Pei Zhongcai. Pump and valve combined scheme of EHA based on variable pressure[C]//The Fifth International Symposium on Fluid Power Transmission and Control. Beijing: Chinese Mechanical Engineering Society, 2007: 855 - 858

[5] 王占林. 液压伺服控制[M]. 北京:北京航空学院出版社, 1987: 113 - 118
Wang Zhanlin. Hydraulic servo control[M]. Beijing: Press of Beijing Aeronautic College, 1987: 113 - 118 (in Chinese)

[6] Kazmeier B, Feldmann D G. A quantitative comparison of three concepts of an electro-hydraulic actuator of small power focused on dynamic behaviour and energy lossed[C]//The 5th Scandinavian International Conference on Fluid Power. Sweden: Linkping University, 1997: 215 - 230

(责任编辑:文丽芳)