

双独立闭环复合液压伺服控制体系的分析

安高成 陈娟 付永领 祁晓野

(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: 针对现有几种液压伺服控制系统的优缺点, 基于高性能和节能这一发展趋势, 提出基于伺服电机、定量泵、蓄能器和伺服阀的双独立闭环的新型复合控制体系. 分析了其结构特点, 建立了数学模型并进行了仿真分析和实验验证, 证明新型控制体系充分发挥了各个控制环节的效能, 实现了流量适应, 较现有的控制方案简单可靠, 在综合指标方面有了很大的提高, 适合机载液压系统和弹载液压系统.

关键词: 复合控制; 液压伺服控制; 伺服电机; 伺服阀

中图分类号: TH 137

文献标识码: A **文章编号:** 1001-5965(2011)09-1076-05

Analysis on composite hydraulic servo control system with dual independent closed-loop

An Gaocheng Chen Juan Fu Yongling Qi Xiaoye

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

Abstract: In view of the existing hydraulic servo control systems' advantages and disadvantages, a new composite hydraulic servo control system with dual independent closed-loop based on servo motor, definite displacement pump, accumulator and servo valves was put forward with the trend of high performance and energy-saving. Its structural characteristics were analyzed, and the mathematical model was made. The simulation analysis and experiments have shown that it can fulfill the performance of each control component and achieve the flow adaptation. Comparing with the existing control scheme, the new control system is simple, reliable and has made great improvement in comprehensive indicators, and is fit for airborne hydraulic system and missile hydraulic system.

Key words: composite control; hydraulic servo control; servo motor; servo valve

近30年来, 液压伺服控制系统以其高功率密度、快速响应、系统刚度大和控制精度高的优良性能, 在许多控制领域获得了广泛的应用. 融合电力电子技术, 实现液压伺服控制系统的高效、高性能是目前液压控制系统的研究热点之一. 在分析现有液压伺服控制系统特点的基础上, 针对液压伺服控制系统效率较低的缺点, 结合控制电机技术的进展, 提出了新型的复合电液伺服控制应用体系, 在确保液压伺服控制系统快速响应的基础上, 力求实现最大程度的节能, 使得液压控制系统更为高效节能.

1 液压伺服控制技术现状

液压伺服控制系统按照动力机构类型可以分为阀控式和容积控制式两种. 阀控式液压伺服控制系统采用伺服阀或高响应闭环比例阀实现, 具有精度高、响应快的优点, 主要缺点是效率低; 容积控制式液压伺服控制有变排量和变转速两种实现途径, 具有效率高的优点, 但其快速性和精度都较阀控式低. 针对现代工业发展所要求的高性能和高效的需求及低碳低排放的社会背景, 开发高效高性能的液压伺服系统具有很强的现实意义.

收稿日期: 2010-05-17

基金项目: 国际科技合作资助项目(2010DFA72540)

作者简介: 安高成(1975-), 男, 山西原平人, 博士生, zygac@163.com.

1.1 阀控式液压伺服控制体系

阀控式液压伺服控制系统是目前应用最为广泛的液压伺服控制形式,其控制体系一般是由定量泵、溢流阀、蓄能器和伺服阀构成.传统形式的阀控伺服系统采用恒压源供油,利用伺服阀对执行机构的双腔控制,进而获得优良的控制目标.根据其设计理论,恒压源提供充足的油液供应和大于负载需求的压力,因此无法实现负载敏感,存在很大的节流和溢流损失,导致系统效率较低^[1].

1.2 传统容积控制式液压伺服控制体系

传统容积控制式液压伺服控制系统目前主要通过改变泵的排量实现对负载的控制,由于可以很好地和负载匹配,具有较高的效率.变排量控制方式只能控制执行机构的单腔,同时受限于泵的变量响应特性导致其系统刚度较低、快速性较差,且双向变量过程存在死区而导致性能较阀控系统差,主要用于大功率和性能要求不是很高的场合.

1.3 变转速容积控制及复合电液伺服控制体系

随着现代控制电机技术的发展,通过控制电机改变泵转速来实现伺服控制已经在一些小功率的普通伺服系统中应用.该控制体系通过电机和泵的正反转实现负载的双向控制.和变排量伺服控制一样,两者都可以实现和负载很好地匹配,也都是单腔控制.变转速控制方式的快速性和系统刚度主要取决于电机的特性,同时由于泵在换向过程中存在死区,在位置控制系统中存在一定的难度.和变排量伺服控制比较,电机的功耗可以进一步降低^[2],泵的寿命和可靠性也可相应提高,具有更好的综合性能.随着电机技术和泵技术的进步,该种控制方式应用范围也在逐渐扩大,且随着节能环保要求的不断提高而极具发展潜力^[3-5].

随着技术进步和控制理论的发展,综合以上几种方式的新型复合伺服控制方式不断提出^[6-8],如图1所示.这些复合控制方式的提出,

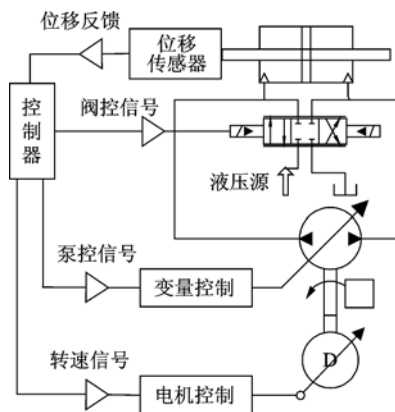


图1 复合电液伺服控制体系

丰富了液压伺服控制的内容,并利用现代控制理论获得了较好的效果,但由于多变量的输入,带来了参数的耦合、相乘非线性等问题,对控制策略等方面提出了较高的要求,目前实用的方案还较少.

2 新型复合液压伺服控制体系

从前面分析看出,前述各种控制体系中,阀控方式能够将电机和泵的特性排除在控制性能之外,具有较好的控制性能,典型容积控制方式具有较高的效率,复合容积控制在不考虑元件自身效率的前提下,基本上都是电机、泵和执行机构之间功率流直接传递,由此导致电机和泵各自特性的直接传递,进而将电机和泵的缺点都直接表征在系统的输出特性上.因此如果需要综合发挥控制电机和液压各自的优点,需要在电机、泵和执行机构之间采取合适的处理措施,避免这种功率流的直接传递.基于此,综合阀控、容积控制和控制电机各自的优缺点,提出了新型的双独立闭环复合电液伺服控制体系,如图2所示.

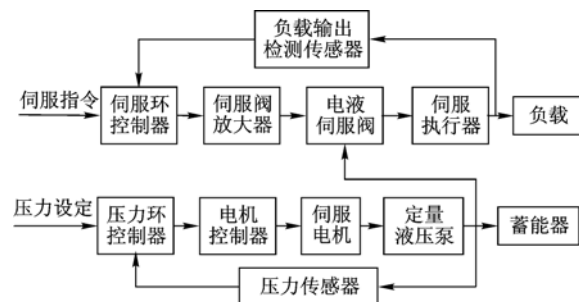


图2 新型独立闭环复合液压伺服控制体系

2.1 新型电液复合控制体系的结构特点

在新的控制体系中,由伺服电机、定量泵和蓄能器构成闭环的压力控制体系,为伺服阀提供充足稳定的压力油供应;由伺服阀和执行机构构成最终的闭环,实现最终的控制输出.新的控制体系由两个独立闭环组成,两者从原理上说互不干扰,因此具有如下特点:

- 1) 具有很好的系统输出特性:系统的输出特性基本由伺服阀决定,因此具有较快的响应能力和较高的系统刚度;
- 2) 具有较高的效率:新的控制体系实现了系统的流量适应,避免了溢流损失,如果采用伺服阀前压力补偿闭环控制,可进一步减少节流损失,效率可进一步提高;
- 3) 优良的综合性能:在新的控制体系中伺服电机和液压泵均工作在性能较好的区间,避免了伺服电机和液压泵各自缺点对系统的不利影响,充分发挥了各自的优势;

4) 较宽的工作范围和应用领域;新的控制体系可以实现位置、速度和力的伺服控制,方便地实现开式和闭式结构,能够在较宽的功率范围内工作;如果采用一体化的集成设计,也是理想的机载或弹载液压控制系统。

2.2 新型电液复合控制体系的数学模型

2.2.1 直流伺服电机的建模

在本研究中,采用无刷直流伺服电机作为动力源.对无刷直流伺服电机,有以下方程.

输入电机的电压方程为

$$U_c = K_p(U_p - K_r P_1) \quad (1)$$

式中, U_c 为电机励磁电压; K_p 为电机控制器放大系数; U_p 为设定压力信号; K_r 为压力传感器反馈系数; P_1 为液压泵的工作压力.

电势平衡方程为

$$U_c = E + R_c i_c + L_c \frac{di_c}{dt} \quad (2)$$

式中, E 为电机的反电势; R_c 为电机电枢电阻; i_c 为电机电枢电流; L_c 为电机电枢电感.

转矩平衡方程为

$$M_c = M_L + B_M \omega + J_M \frac{d\omega}{dt} \quad (3)$$

式中, M_c 为电机负载扭矩; M_L 为电机干扰力矩; B_M 为电机阻尼系数; ω 为电机角速度; J_M 为电机转动惯量.

反电势和电磁转矩为

$$E = C_e \omega \quad (4)$$

$$M_c = C_m i_c \quad (5)$$

式中, $C_e = \frac{U_c - i_c R_c}{n}$ 为电机电势系数, n 为电机转动速度; $C_m = \frac{30}{\pi} C_e$ 为电机转矩常数.

2.2.2 定量液压泵的数学建模

分析中液压泵采用定排量的轴向柱塞泵,其输入为伺服电机的转速,输出为流量,因此其数学模型可描述为

$$Q = nq - C_{e1} P_1 - \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \quad (6)$$

$$T_L = \frac{P_1 q}{2\pi} + J \frac{d\omega}{dt} + B_1 \omega + T' \quad (7)$$

式中, Q 为泵的输出流量; q 为泵的排量; C_{e1} 为泵的泄漏系数; V_1 为泵高压出口到伺服阀间管路的容积; β_e 为油液的体积弹性模量; T_L 为泵的输入负载扭矩; J 为泵的转动惯量; B_1 为泵的粘性阻尼系数; T' 为泵的摩擦力矩.

2.2.3 蓄能器的数学建模

流入蓄能器的流量为

$$Q_x = Q - Q_L \quad (8)$$

式中, Q_L 为流过伺服阀的油液流量.

设蓄能器在工作过程中气体处于绝热状态,则有

$$P_0 V_0 = P_1 V_2 = C \quad (9)$$

式中, P_0 为蓄能器的充气压力; V_0 为蓄能器的容积; r 为气体的绝热指数,取 $r=1.4$; V_2 为蓄能器的工作容积.

为了便于分析,可将式(9)写为

$$P_1 = f(V_2) \quad (10)$$

式中, $f(V_2)$ 为蓄能器容积变化量和压力的函数.

由于蓄能器容积的变化等于流入蓄能器油液流量的积分,故有

$$V_0 - |V_2| = \int_0^t Q_x dt \quad (11)$$

式中, t 为工作时间.

2.2.4 伺服阀的数学建模

伺服阀的输入指令电流为

$$I = K_I(U_i - K_r x) \quad (12)$$

式中, K_I 为伺服放大器电流放大系数; U_i 为系统输入的位移指令信号; K_r 为系统的输出位移反馈系数; x 为液压缸的活塞输出位移.

伺服阀的流量方程为

$$Q_L = K_Q I \sqrt{P_1 - P_L} \quad (13)$$

式中, K_Q 为伺服阀的流量系数; P_L 为伺服阀的负载压力.

为了简化分析,式(13)可改写为

$$Q_L = K_I f(P_1, P_L) \quad (14)$$

式中, $f(P_1, P_L)$ 为伺服阀流量关于压力的函数.

考虑伺服阀的时间常数,伺服阀的传递函数可描述为

$$G_{SV}(s) = Q_L(s) \frac{1}{\omega_r s + 1} \quad (15)$$

式中, ω_r 为伺服阀的转折频率.

2.2.5 液压缸的数学建模

液压缸的流量连续性方程为

$$Q_L = A \frac{dx}{dt} + C_{e2} P_L + \frac{V_T}{4\beta_e} \frac{dP_L}{dt} \quad (16)$$

式中, A 为液压缸的活塞面积; C_{e2} 为液压缸的泄漏系数; V_T 为液压缸活塞腔的容积,含管路容积.

液压缸的力平衡方程为

$$P_L A = M \frac{d^2 x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} + K(x_0 + x) + F_L \quad (17)$$

式中, M 为活塞组件质量; B 为缸和负载的阻尼系数; K 为负载的弹簧刚度; x_0 为弹簧(弹性负载)的预压缩量; F_L 为负载力.

将式(1)~式(17)进行拉氏变换,可得到系统的方框图,如图3所示.图3中,上面是压力闭

环,下面是位置闭环,在两个环之间通过伺服阀的流量进行联系,该流量对压力环形成一个干扰.

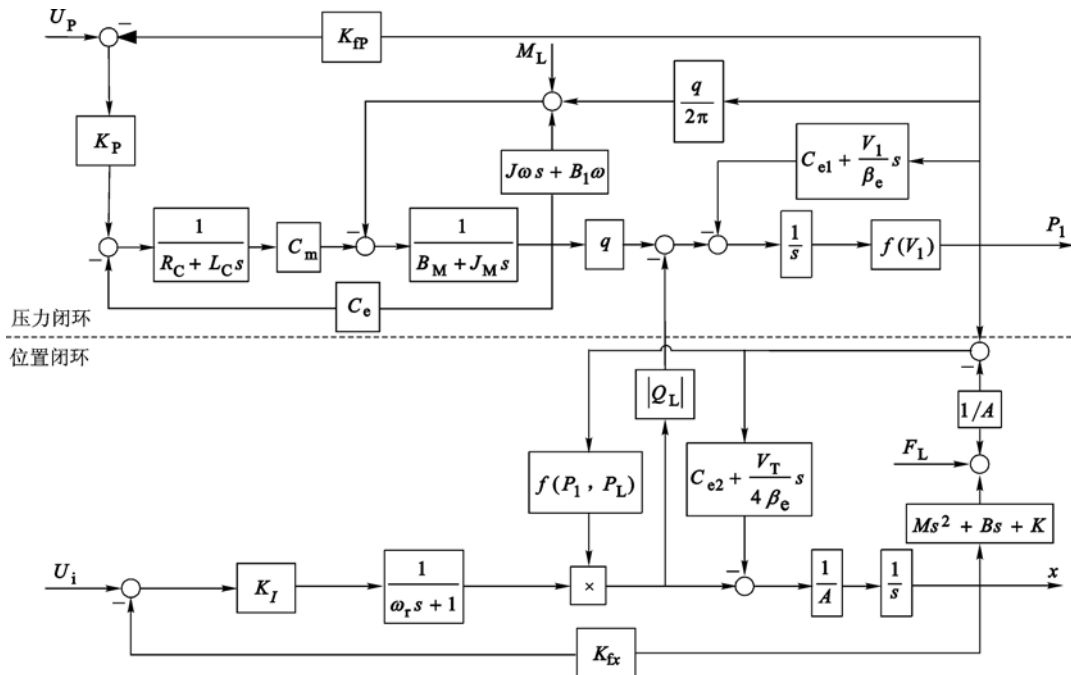


图3 双独立闭环液压伺服控制体系框图

3 仿真和实验

3.1 仿真

根据前面建立的数学模型,基于 Simulink 建立了仿真模型.仿真模型基于某一弹性加载伺服系统,其负载刚度为 40 N/mm,油缸行程为 30 mm,活塞直径为 $\phi 25$ mm,最高工作频率为 25 Hz,此时振幅为 2 mm,仿真结果如图 4 所示,可见系统拥有足够的频宽,满足系统要求.

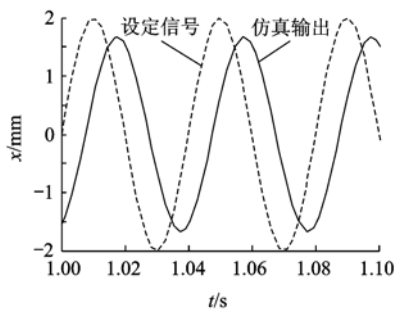


图4 正弦响应仿真输出结果

系统蓄能器容积对压力闭环的压力响应过程有着明显的影响.在施加 15 mm 阶跃信号情况下,分别在蓄能器容积为 0.14 L 和 0.28 L 的情况下,系统输出特性几乎没有变化,泵的工作压力变化如图 5 所示,可见较大的蓄能器容积能够降低压力波动幅值,同时能减小电机速度的波动.实际上,合理设置蓄能器容积和电机控制器参数,都会降低压力波动.

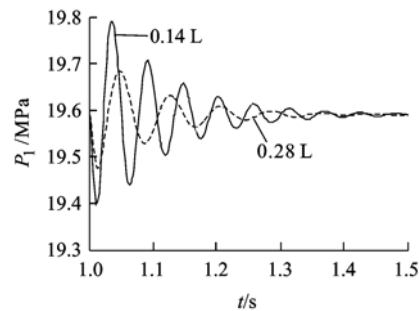


图5 蓄能器容积变化对压力的影响

3.2 实验

为了验证新型的复合伺服控制体系在效率方面的性能,针对上述弹性加载伺服系统,设计了基于新型复合控制体系的伺服加载系统,电机采用直流伺服电机,电压为 270 V,功率为 3 kW;液压泵采用恒压变量泵,最大排量为 3 mL/r;蓄能器容积为 0.14 L,充气压力为 12 MPa;伺服阀额定流量为 12 L/min.为了进行对比试验,设计了两种方案:方案 1 对伺服电机进行恒速控制,压力闭环断开,泵设置成恒压变量状态,模拟普通的恒压变量泵工况;方案 2 采用双独立闭环控制体系,此时调整变量泵参数,使其处于定排量工作状态.

从控制系统性能方面对比,两者几乎一致,如图 6 所示.实验也验证了系统的性能基本由伺服阀决定这一假设.

对于伺服阀前压力脉动,由于方案 1 所选的恒压变量泵调压误差较大,且变量时间常数大,其

压力波动幅度和调整时间均较长,而方案2则因为伺服电机的响应能力和控制器参数灵活选择的缘故,其特性要明显优于方案1,实验结果如图7所示。

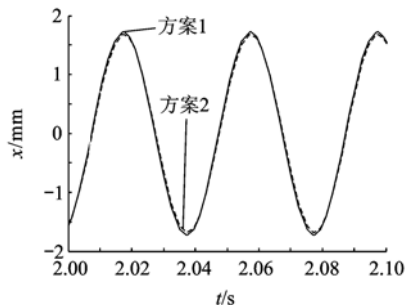


图6 两种实验方案输出特性

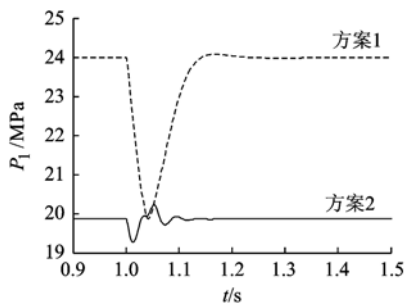


图7 两种方案阀前压力脉动

为了验证系统的效率,在给定输入位移信号为0时,分别在不同压力情况下比较,结果如图8所示。从图中可知,随着工作压力提高,变转速控制体系效率更高,从原理上分析看,主要原因有:①后者采用定量泵减少了变量泄漏流量;②在稳态情况下前者电机和泵的转速更低,对应摩擦机械损失也较低;③前者压力偏差较小,对应无用液压损耗功率也会降低。

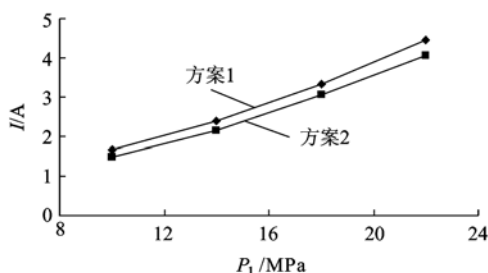


图8 不同工作压力下电流曲线

4 结论

1) 针对液压伺服控制系统的效率和性能分析,提出了双独立闭环的新型液压伺服控制体系,对其进行了结构特点的分析、数学建模仿真分析和实验验证,证实具有较好的综合性能指标。

2) 与传统的阀控液压伺服系统比较,可降低系统功率损耗,且由于泵经常在低转速范围工作,可靠性、寿命和发热方面有显著改善;与现有的各种容积控制系统比较,可获得更高的控制性能。

3) 优化蓄能器容积选择可降低系统工作过程中的压力脉动,设计合理的控制器可获得更优的性能。

4) 提出的新型伺服控制体系顺应低碳社会发展趋势,在特别注重效率、性能的机载和弹载设备上具有很强的应用前景。

参考文献 (References)

- [1] 王春行. 液压伺服控制系统[M]. 北京:机械工业出版社, 1988:76
Wang Chunxing. Hydraulic servo control system[M]. Beijing: China Machine Press, 1988:76 (in Chinese)
- [2] Helduser S. Electric-hydrostatic drive—an innovative energy-saving power and motion control system[J]. Proc Instn Mech Engrs, 1999, 213 (Part 1): 427–437
- [3] 金波,沈海阔,俞亚新,等. 基于能量调节的电液变转速液压缸位置控制系统[J]. 机械工程学报, 2008, 44(1): 25–30
Jin Bo, Shen Haikuo, Yu Yaxin, et al. Energy-regulation based variable speed hydraulic cylinder position control system[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(1): 25–30 (in Chinese)
- [4] Navarro Robert. Performance of an electro-drostatic actuator on the F-18 systems research aircraft [R]. NASA/TM-97-206224, 1997
- [5] 权龙, Helduser S. 基于可调速电动机的高动态节能型电液动力源[J]. 中国机械工程, 2003, 14(7): 606–609
Quan Long, Helduser S. Energy saving and high dynamic hydraulic power unit based on speed variable motor and constant hydraulic pump[J]. China Mechanical Engineering, 2003, 14(7): 606–609 (in Chinese)
- [6] Li Jun, Fu Yongling, Wang Zhanlin, et al. Research on fast response and high accuracy control of airborne electro hydrostatic actuation system [C] // Proceedings of the 2004 International Conference on Intelligent Mechatronics and Automation. Chengdu: [s. n.], 2004: 428–432
- [7] Stefan Frischmeier. Electro hydrostatic actuator for aircraft primary flight control-types, modeling and evaluation [C] // 5th Scandinavian International Conference on Fluid Power. Linköping, Sweden: [s. n.], 1997: 1–16
- [8] 纪友哲. 电机-泵-阀联合控制作动器的研究[D]. 北京:北京航空航天大学自动化科学与电气工程学院, 2008
Ji Youzhe. Research on motor-pump-valve combined control actuator[D]. Beijing: School of Automation Science and Electrical Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2008 (in Chinese)

(编辑:刘登敏)