

转速可调泵直接闭环控制差动缸 伺服系统的动特性*

权 龙

(太原理工大学机械电子工程研究所 太原 030024)

Neubert T Helduser S

(德国德累斯顿工业大学)

摘要: 介绍新提出的用变转速液压泵闭环控制的差动缸电液伺服系统。新的原理是一项对环境有益的电液控制技术, 组成的系统不存在原理上的节流损失, 且在辅助工作周期不消耗能量, 因而可极大地提高电液伺服系统的效率, 研究表明, 应用新提出的总压力控制原理, 系统能获得与阀控回路相当的动态特性。

关键词: 电液伺服控制 转速可调泵 差动缸回路

中图分类号: TH137

0 前言

用变速电动机驱动液压泵作动力源, 是流体传动及控制领域为适应环境要求发展的创新技术。同传统阀控技术相比, 新的原理可完全消除节流损失, 具有效率高和抗油液污染能力强等一系列优势。就是同传统的泵控技术相比, 也具有噪声低, 无空转能耗, 无需辅助油源, 可简化泵的结构等优势。国际上德国德累斯顿工业大学在 20 世纪 90 年代末率先开展了这一领域的研究工作, 对变速泵的动静特性、系统节能潜力、在塑料注塑机中应用的可行性和系统的噪声特性作了研究^[1~3]; 日本东京工业大学的中野和夫教授, 对用普通变频电动机驱动定量液压泵构成恒压源的阀控马达系统作了深入的研究^[4]; 日本还率先在国际上开发了应用变频电动机驱动定量液压泵作动力源的液压电梯^[5], 获得了满意的节能和速度控制效果; 我国浙江大学流体传动及控制研究所对应用这一原理的液压电梯速度控制回路也进行了深入的研究^[6]。目前国内外在这一领域的研究工作才刚刚开始, 且都集中在开环应用和速度控制回路, 作者率先提出用变速液压泵闭环控制液压缸的泵控电液伺服原理^[7, 8]。研究表明, 应用新提出的双泵复合控制回路和总压力控制原理, 可使组成的差动缸伺服系统具有与阀控回路完全一样的技术特征。本文的工作是进一步对其动特性进行研究, 确定具体的控制算法和控制器参数。

1 研究方法和试验回路

为能对应用变转速液压泵直接闭环驱动的差动缸伺服系统动特性进行研究, 建立了如图 1 所示包含加载回路在内的试验系统。

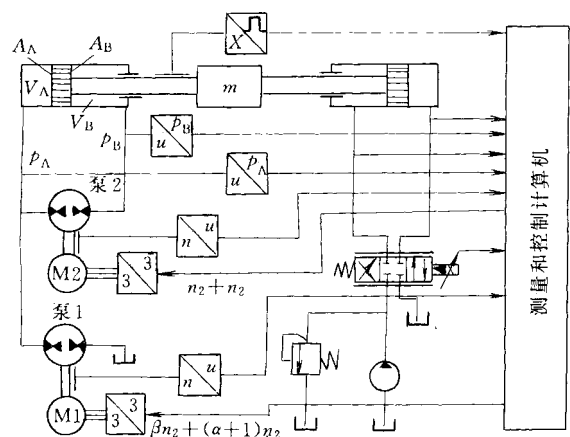


图 1 转速可调泵闭环控制差动缸试验系统

在此试验回路中二个液压泵采用相同的排量 $50 \text{ cm}^3/\text{r}$, 交流伺服电动机的额定转速均为 $\pm 2 \text{ kr}/\text{min}$ 、额定功率 15 kW , 峰值功率 31 kW , 差动缸的活塞、活塞杆直径分别为 50 mm 、 36 mm , 负载质量为 440 kg 。加载系统采用同样大小的差动缸, 并用伺服阀控制。整个试验过程应用集数据采集、过程控制、数据处理和显示(具有虚拟仪器功能)于一体的实时硬件 dSPACE 卡, 实现全数字控制。技术路线是: 首先建立包含系统全部非线性特征在内的完整数学模型, 应用仿真软件 MATLAB-SIMULINK 进行离线仿真, 确定并优化控制器结构

* 国家自然科学基金(50275102)和教育部留学回国人员科研启动基金(2001345)资助项目。20020509 收到初稿, 20020820 收到修改稿

和参数,在此基础上用实际的物理系统代替仿真模型中的数学方程,采用包含物理环节在内的混合数字仿真方法,通过 dSPACE 硬件完成试验和测试。试验中用到的状态量液压缸速度和加速度,通过对增量式位置信号微分及滤波直接获得。

2 总压力控制回路的动态特性

图 1 所示伺服系统的控制量有液压缸二腔的压力和 p_t 和缸的位置 x 。在实际的工作过程,必须在总压力达到设定值后,位置回路才能工作,在位置回路的工作过程中,总压力值保持不变,使容腔 A、B 二腔的压力 p_A 和 p_B 以相同的幅值反方向变化,建立克服负载所需的压力差,这样液压缸二腔的油液均可视为液压弹簧。因此可以将整个系统视为两个单独回路分别加以分析,确定各自调节器的结构和参数值。依据图 1 可得总压力控制下液压缸二腔的运动连续性方程分别为

$$\frac{dp_A}{dt} = \frac{E}{V_A} ((U_{ps} - p_t) K_{pp} K_d V_p (\beta - 1) - (C_{le1} + C_{le2}) p_A + C_{li} (p_B - p_A)) \quad (1)$$

$$\frac{dp_B}{dt} = \frac{E}{V_B} ((U_{ps} - p_t) K_{pp} K_d V_p - C_{le3} p_B - C_{li} (p_B - p_A)) \quad (2)$$

式中 E ——油液弹性模量

V_p ——液压泵的排量

V_A, V_B ——容腔的容积

K_{pp} ——压力控制回路比例增益

K_d ——伺服电动机转速增益

C_{le1}, C_{le2} ——液压缸及泵 1 泵 2 在 A 腔的外泄系数

C_{le3} ——液压缸及泵 2 在 B 腔的外泄系数

C_{li} ——液压缸的内泄系数

考虑到总压力的特征和边界条件,如式(3)、(4)和(5)

$$\text{总压力} \quad p_t = p_A + p_B = U_{ps} \quad (3)$$

$$\text{负载压力} \quad p_l = \alpha p_A - p_B \quad (4)$$

$$p_A = \frac{p_t + p_l}{\alpha + 1} \quad p_B = \frac{\alpha p_t - p_l}{\alpha + 1} \quad (5)$$

通过简化,并忽略伺服电动机的动态过程可得分别用缸两腔容积 V_A, V_B 描述的总压力回路动态特性的传递函数为

$$p_t(s) = \frac{(\alpha + 1)(\beta - 1)U_{ps} K}{\frac{V_A}{E} S + (\alpha + 1)(\beta - 1)K + 2C_1 - C_{li}}$$

$$\frac{(2C_1 + C_{li} + \frac{V_A}{E} S)p_l}{\frac{V_A}{E} S + (\alpha + 1)(\beta - 1)K + 2C_1 - C_{li}} \quad (6)$$

$$p_t(s) = \frac{(\alpha + 1)KU_{ps} - (C_1 + C_{li} + \frac{V_B}{E} S)p_l}{\frac{\alpha V_B}{E} S + (\alpha + 1)K + \alpha C_1 - C_{li}} \quad (7)$$

式中 $K = K_{pp} K_d V_p$

$$C_1 = C_{le1} + C_{le2} + C_{le3}$$

可见,总压力响应的动态过程为一阶延迟环节,时间常数由式(6)、(7)中时间常数较大的一项决定。如果令两腔的时间常数相等,即可得到使二腔压力在动态情况下,能以相同幅值变化所需的二腔体积关系近似为 $V_A \doteq \alpha V_B (\beta - 1)$ 。试验结果表明,系统对这一参数并不敏感。图 2 是实际测试得到的总压力及两腔压力对给定阶跃输入信号的响应曲线。

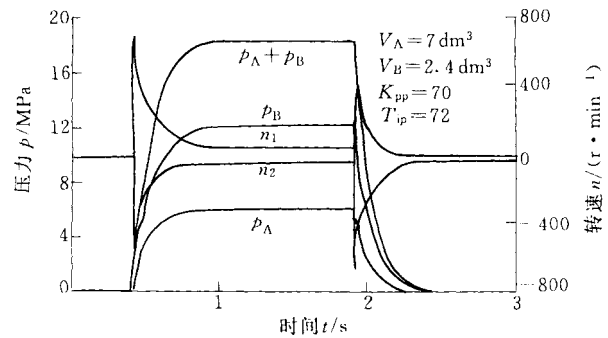


图 2 总压力控制回路输入信号阶跃响应曲线

试验结果与前面得出的结论相一致。压力回路具有一阶延迟环节的响应特性,只要伺服电动机速度回路稳定且响应足够快的话,压力回路总是稳定的。由曲线可知,二泵的转动方向相反,在泵刚一启动,由于比例调节作用,泵的转速较高,液压缸二腔的压力迅速建立,达到稳态时,因积分的调节作用,二泵都存在一个很低的转速,这一转速提供补偿系统泄漏所需的流量。如果泵的泄漏较大,为达到一定的控制精度,应采用 PI 调节器。如果使用泄漏较小的泵,仅用比例调节也可获得好的特性。

3 总压力作用泵控缸位置回路动态特性

3.1 位置控制回路的传递函数分析

为了描述这一系统位置控制回路的动态特性,确定一些主要的性能指标和结构参数之间的关系,需要确定系统线性化的传递函数,为此首先作如下

的简化和假设。

- (1) 系统视为总压力 p_t 的定压回路。
- (2) 各容腔油液弹性模量不随压力和容腔体积变化。
- (3) 缸的摩擦力在工作点附近认为是常数。
- (4) 只考虑小信号的变化, 忽略饱和影响。

位置控制回路的动态特性可用下面的微分方程描述。

液压缸的运动微分方程

$$A_B p_1 = m\ddot{x} + b\dot{x} + F_1 \quad (8)$$

式中 m ——负载的总质量
 b ——负载总的粘性阻力系数
 F_1 ——外负载力

容腔 V_A 的流量连续性方程

$$\frac{dp_A}{dt} = \frac{E}{V_A} (\hat{n}_1 V_P + \hat{n}_2 V_P - A_A \dot{x} - C_{le1} p_A - C_{le2} p_A + C_{li} (p_B - p_A)) \quad (9)$$

容腔 V_B 的流量连续性方程

$$\frac{dp_B}{dt} = \frac{E}{V_B} (A_B \dot{x} - \hat{n}_2 V_P - C_{le3} p_B - C_{li} (p_B - p_A)) \quad (10)$$

负载压力的微分方程

$$\frac{dp_1}{dt} = \alpha \frac{dp_A}{dt} - \frac{dp_B}{dt} \quad (11)$$

如果不计总压力 p_t 引起的泄漏流量及需要补充的流量 $\tilde{n}_1 V_P$ 和 $\tilde{n}_2 V_P$, 由输入信号关系和式(9)、(10)可得

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{E}{V_B} \left((\alpha + 1) \hat{n}_2 V_P - (\alpha + 1) \dot{x} A_B - p_1 \frac{C_1 + C_{le1} + G_{le2} - 4G_{li}}{\alpha + 1} \right) \quad (12)$$

定义

$$C_{ls} = \frac{C_1 + C_{le1} + C_{le2} - 4G_{li}}{\alpha + 1} \quad (13)$$

为系统等效的总泄漏液导。可导出用二个转速可调泵闭环控制差动缸系统的线性化传递函数框图如图3所示。

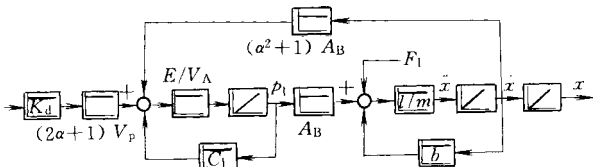


图3 位置控制回路开环传递函数框图

由图可见, 该系统具有与阀控回路类似的传递特性。通过系数比较可确定液压回路的固有频率 ω_n 、

阻尼比 D_n 和系统总的速度放大系数 K_v 分别为

$$\omega_n = \sqrt{\frac{E((\alpha + 1)A_B^2 + bC_{ls})}{V_B m}} \quad (14)$$

$$D_n = \frac{mEC_{ls} + bV_B}{2E(bC_{ls} + (\alpha + 1)A_B^2)} \times \sqrt{\frac{V_B m}{E(bC_{ls} + (\alpha + 1)A_B^2)}} \quad (15)$$

$$K_v = \frac{A_B K_d V_P (\alpha + 1)}{bC_{ls} + (\alpha + 1)A_B^2} \quad (16)$$

由式(15)、(16)可得: 液压调节回路的阻尼比主要受系统泄漏特性和缸摩擦力的影响。因这两个值都非常小, 所以使得液压回路本身的阻尼也非常小。系统的固有频率则主要受容腔 V_A 、 V_B 的大小、油液综合体积模量和液压缸及负载质量的影响, 且随液压缸位置的变化而改变。因此仅采用传统的控制器, 如比例调节和 PID 调节, 受稳定性的限制, 将很难获得好的动静态性能, 而必须引入现代控制概念。其中最有效的方法是采用含液压缸速度和加速度的状态反馈控制。参见图 3, 可得加入这两项状态反馈后, 系统的固有频率和阻尼比分别为

$$\omega_{gn} = \omega_n \sqrt{1 + \frac{(\alpha + 1)K_x K_d V_P}{(\alpha + 1)A_B}} \quad (17)$$

$$D_{gn} = D_n + \frac{1}{2} \frac{(\alpha + 1)K_x K_d V_P}{(\alpha + 1)A_B} \omega_n \quad (18)$$

式中 K_x ——速度反馈系数
 $K_{\ddot{x}}$ ——加速度反馈系数

可见: 引入速度负反馈, 提高了系统的固有频率, 但却降低了回路的阻尼比。这一反馈在动态时可降低系统的回路增益, 而静态时则对回路增益无影响, 故可用来提高系统控制精度。加速度反馈使系统增加一项与回路参数无关的阻尼, 对回路的其他特性却无影响。因此可以通过选择合适的反馈增益 $K_{\dot{x}}$ 、 $K_{\ddot{x}}$, 使系统外部回路仅采用比例控制就可获得好的动静态性能(快速、稳定和大的负载刚性)。

3.2 位置回路控制特性的试验分析

对于所研究系统, 考虑到伺服电动机和液压泵组合的频宽仅 50 Hz 左右, 而液压回路的固有频率已达 17 Hz 左右, 再引入速度反馈已无必要, 在试验中仅引入加速度反馈提高稳定性。另为进一步提高控制精度, 补偿温度变化和一些非线性影响, 还加入在某一误差范围内才工作的积分调节。图 4 是实测分别采用比例控制和比例加加速度反馈控制两种方法, 系统对输入信号的动态响应特性。

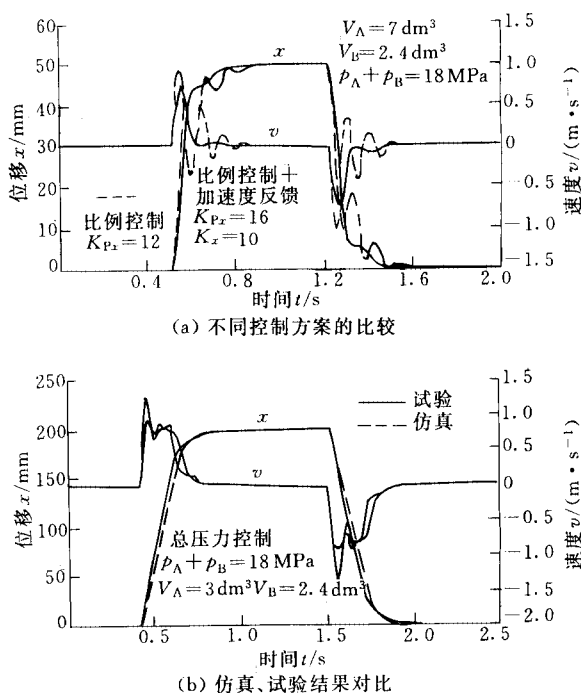


图4 位置—给定值阶跃响应试验曲线

试验曲线完全证实了前面的理论分析结果。仅采用比例调节，尽管降低了回路增益，但回路的稳定性仍很差。不仅速度曲线有很大的波动，位置、加速度曲线也产生很大的振荡，使得整个调节过程变长。引入加速度反馈后，虽然提高了回路增益，将提高系统的控制精度和快速性，系统仍具有很好的稳定性。位置、速度均无振荡，且位置响应也无超调。对于缸的位置，仿真结果与试验结果只存在很小的偏差。但是由于泵泄漏特性的影响，速度响应曲线的峰值产生较大的偏差。这是因为在仿真模型中，泄漏液导是根据 40 °C 油温时的结果确定，而实际试验时的油温为 25 °C，因此试验结果相对于仿真曲线阻尼较小。

3.3 位置回路抗扰动特性的试验分析

图 5 是试验测得的缸位置对负载扰动的阶跃响应曲线。

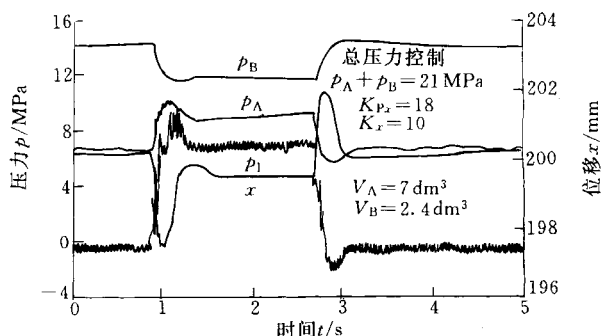


图5 位置—负载扰动阶跃响应试验曲线

测试时，首先控制液压缸的位置到 200 mm 的

给定值，然后通过加载系统向被试液压缸施加一阶跃变化的外负载力，幅值为 6.5 MPa，如图中曲线 p_1 ，由于回路中软管和容腔的影响，加载压力有一超调。由液压缸两腔压力响应曲线可见，在总压力控制的调节作用下，两腔压力的变化过程同阀控回路完全一样，以相同的幅度朝相反的方向变化， p_A 升高， p_B 降低，迅速建立压力差克服外负载力，可使系统四象限工作。在恒定的总压力下，二泵转速回路之间的偶合关系就相当于伺服阀各控制边的机械联系，因此液压缸二腔均可视为液压弹簧，系统具有较高的负载刚度。外负载变化引起的静态位置偏差动态时最大 2.5 mm，稳态时为 0.6 mm。这一偏差的大小主要与回路的比例控制增益和系统的压力增益有关，特别是压力增益。通过提高系统的压力增益，如采用泄漏小的泵，可以明显减小这一由负载引起的位置误差。

4 结论

应用两台转速可调泵复合控制的回路原理和总压力控制策略，在回路中不附加任何节流元件和辅助油源，即可闭环控制差动缸的位置。新原理可方便地适应差动液压缸任意面积比 α 产生的不对称流量。总压力控制回路可自动补偿泵、缸的泄漏、温度变化和磨损引起的泄漏变化，使系统可以四象限驱动，并具有与阀控完全相同的技术特征。静态时使缸的两腔预张紧，而当负载变化时，两腔的压力能以相同的幅值反方向变化，以抵消外负载力，从而使系统有高的控精度和负载刚性。

研究结果进一步表明，对于位置控制回路，因液压回路本身的阻尼很小，必需使用含缸速度和加速度的状态反馈，才能使系统获的好的动静态性能。对于总压力控制回路，只要电动机的响应足够快，则回路总是稳定的。只须采用普通的 P 或 PI 调节就可获得理想的结果。

参考文献

- 1 Neubert Th. Elektro-hydraulische Antriebssysteme mit drehzahlveränderbaren Pumpen. Fachbeitrag zum 1.IFK, 1998.3, in Aachen, Germany
- 2 Littmann K, Wächter R, Zschocke G. Geräuscharmer drehzahlvariabler Pumpenantrieb. O+P Ölhydraulik und Pneumatik, 1995, 39(11-12): 828~834
- 3 Nagel G, Exner P. Variabler Förderstrom mit Konstantpumpen. O+P Ölhydraulik und Pneumatik, 1996, 40(4): 238~242
- 4 田中豊, 中野和夫. インバータ運用いた省エネルギー

- 形定油压压源. 油压と空気压, 1989, 20(3): 73~78
- 5 中村一郎. 総論油压エレベータ. 油空压技术, 1998, 37(13): 1~9
- 6 张健民. 能量回馈式VVVF液压电梯速度系统研究. 机械工程学报, 2000, 36(7): 61~65
- 7 Quan L. Lagergelung für Differentialzylinder mit drehzahlveränderbaren Pumpen. O+P Ölhydraulik und Pneumatik, 2000, 44(9): 562~566
- 8 权龙, Neuber T, Helduser S. 转速可调泵直接闭环控制差动缸伺服系统静特性. 机械工程学报, 2002, 38(3): 144~148

DYNAMIC PERFORMANCE OF ELECTRO-HYDRAULIC SERVO SYSTEM WITH SPEED VARIABLE PUMPS

Quan Long

(Taiyuan University of Technology)

Neubert T Helduser S

(TU Dresden)

Abstract: The electro-hydraulic servo system directly controlled with speed variable pumps is a competitive and environmental beneficial driving principle. In this system the all throttle losing existed in principle can be eliminated and hardly consume any energy in the pause period, so the system has good efficiency and low noise. The dynamic performance is investigated with theoretical, simulation and experimental methods. The results show that the dynamic and static performance can be compared with the systems controlled by a servo valve.

Key words: Electro-hydraulic servo control

Speed variable pump

Differential cylinder circuit

作者简介: 权龙, 男, 1959年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为电液伺服及比例控制技术。获省级成果奖2项, 国家发明专利3项, 发表论文40余篇。