

矢量变频液压容积控制和节流调速的复合系统研究

邱爱中¹, 聂惠娟²

A compound speed regulation system based on vector control and throttle speed governing

QIU Ai-zhong¹, NIE Hui-juan²

(1. 郑州师范学院 物理系, 河南 郑州 450044; 2. 郑州大学 机械工程学院, 河南 郑州 450015)

摘要:针对矢量变频液压容积调速动态响应慢, 低速特性差的问题, 设计了矢量变频液压容积调速和节流调速有机结合的复合调速系统, 创建了系统的数学模型, 实现了系统的DSP控制, 进行了系统动态性能实验。实验结果表明: 矢量变频液压容积节流复合调速系统对液压系统能够在保持低能耗的同时获得更高的响应速度, 具有低速稳定性好、速度跟踪精度高的特点, 该复合系统获得了理想的调速效果。

关键词: 矢量控制; 变频调速; 液压调速系统; 节流调速; DSP控制

中图分类号: TH137 文献标识码: B 文章编号: 1000-4858(2010)08-0027-05

0 引言

液压传动调速一般采用变量泵控定量马达容积调速方式, 具有传动平稳、调速方便等优良特性, 在许多领域得到了广泛的应用, 但是液压动力传动存在能量利用率不高, 整机系统的效率较低, 调速特性差、范围小等问题。电机变频调速技术依靠改变供电电源的频率实现对速度的调节。将电机变频调速技术用于液压系统, 可以克服液压系统的一些缺点, 能简化液压回路, 减小液压系统的能量损失, 扩大调速范围, 提高系统效率, 易于实现计算机控制等, 变频液压技术是解决传统液压动力设备尤其是大功率、大惯量液压动力设备效率低、系统复杂等缺点的一条行之有效的途径。虽然变频液压调速技术是一种从动力源头考虑功率匹配的全局型的节能动力系统, 但其也存在动态响应慢, 低速特性差, 调速精度不易保证等缺点^[1~3]。为了解决此问题, 选择带矢量控制的变频器进行变频液压容积调速, 提高电机转轴的速度刚度和调速精度; 在低速阶段采用比例调速阀进行旁路节流调速, 以提高低速阶段的系统响应速度和稳定性, 设计了矢量变频液压容积节流复合调速系统。

1 系统设计的指导思想

普通变频泵控马达系统, 由于液压泵都有一定稳定转速, 当变频电机转速低于某一值时, 将无法驱动负载, 泵输出流量和压力不稳, 甚至无法正常工作。由于

系统刚起动通常为满负载工作, 马达在较低转速下驱动负载是难以实现的。为了解决此问题, 在主泵的出口处并联一个比例调速阀, 当主泵在较低转速下工作时, 通过比例调速阀调节马达的速度。当比例调速阀完全关闭并且马达转速达到一定数值后, 自动切换至变频调速, 从而实现矢量变频液压容积调速和旁路节流调速相结合的复合调速系统。这样增加了系统的泄油通道, 可以有效避免系统起动时带来的冲击; 由于节流调速响应快, 系统的液压马达的低速调速性能将会提高^[4]。

其次, 从节能的角度看, 普通变频泵控马达系统仍为功率型调节, 即负载需要多少功率, 系统通过调节电动机的转速输出多少功率, 从而其本身动态响应慢的缺点就显现出来了。从系统整体能量调节的观点来看, 在系统加速时, 需要大量的能量输入, 由于电动机及泵响应速度慢, 不能及时提供这些能量, 所以加速较慢。在系统减速时, 需要将能量吸收, 同样由于电动机及泵响应较慢, 不能获得很快的减速。在系统中增加这样一个节流调节, 在减速时吸收能量, 在加速时释放能量, 实现能量的平衡, 既可以加快系统的响应速度,

收稿日期: 2010-01-28

基金项目: 郑州市科技攻关资助项目(0910SGYG23262-2)

作者简介: 邱爱中(1972—), 男, 河南南阳人, 副教授, 硕士, 主要从事液压技术方面的科研和教学工作。

又获得较高的节能效率。

2 矢量变频液压容积节流调速系统数学模型

此复合调速系统主要分为变频器—电机的传动系统、旁路节流调速系统和加载系统。

2.1 变频器—电机的传动系统

矢量控制的基本思想是把交流电动机模拟成直流电动机进行控制,它把磁链矢量的方向作为坐标轴的基准方向,采用矢量变换的方法实现交流电动机的转速和磁链控制的完全解耦,以得到类似直流电动机的优良的动态调速性能^[5]。

若不进行弱磁调速,励磁电流恒定,变频器的传递函数为一阶惯性函数,变频器的动态响应过程可以忽略不计,这时,将变频器简化为一个比例环节,设变频器输入的是控制电压 u_c ,输出为对应的电机的转速 f ,有

$$f = k_f u_c \quad (1)$$

$$\omega_s = 2\pi f / p_n = (2\pi k_f / p_n) u_c \quad (2)$$

式中: k_f 为给定电压速度转换系数, Hz/V; ω_s 为电机同步转速, rad/s; p_n 为电机对数。

仅考虑变频控制转速环节,对于矢量控制的变频器,

$$\omega_s - \omega_r = \frac{T_e L_r}{p_n T_r \Psi_r^2} \quad (3)$$

系统解耦后的变频电机输出转矩 T_e :

$$T_e = \frac{p_n T_r \Psi_r^2}{L_r} (\omega_s - \omega_r) = \frac{p_n T_r \Psi_r^2}{L_r} (2\pi f u_c - \omega / i) = k_1 u_c - k_2 \omega \quad (4)$$

ω 为泵转速; i 为增速箱传动比; ω_s 为电机同步转速; ω_r 为电机转速; $k_1 = 2\pi \frac{k_f p_n T_r \Psi_r^2}{L_r}$; $k_2 = \frac{p_n T_r \Psi_r^2}{i L_r}$ 。

变频电机力矩平衡方程为

$$\frac{J}{p_n} \frac{d\omega_r}{dt} = T_e - T_{df} - B\omega_r - T_p \quad (5)$$

J 为电机和传动装置及负载转动惯量折合到电机轴上的等效转动惯量之和, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; T_p 为电机的负载转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; T_{df} 为电机的非线性摩擦转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

2.2 节流阀调速回路的数学模型

节流阀调速回路是控制系统中重要的环节。它的主要作用是在系统减速的时候吸收多余的流量,减小系统溢流并加快系统减速过程;在系统加速时释放存储在其中的油液,来加快系统加速过程,并且能够进一步节能^[6-7]。如图1所示是一个典型的进油节流调速回路,液压泵通过节流阀向液压缸的无杆腔供油,液压

缸有杆腔与油箱相连,图中将反腔回油路液阻等效为一个固定节流口。

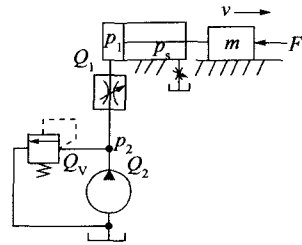


图1 节流阀调速回路原理图

考虑油的可压缩性,忽略液压缸的内、外泄漏,回油路压降,设液压缸运动位移为 x ,运动速度为 v ,可得如下方程组:

$$\dot{x} = v \quad (6a)$$

$$v = \frac{1}{m} (A_1 p_1 - A_2 p_2 - F) \quad (6b)$$

$$p_1 = \frac{E_y}{V_1 + A_1 x} (Q_1 - A_1 v) \quad (6c)$$

$$p_2 = \frac{E_y}{V_2 A_2 x} (A_2 v - Q_2) \quad (6d)$$

$$\dot{p}_s = \frac{E_y}{V_s} (Q_s - Q_1 - Q_v) \quad (6e)$$

式中: E_y 为油的有效体积弹性模量; A_1 、 A_2 分别为液压缸无杆腔、有杆腔的有效作用面积; p_1 、 p_2 分别为液压缸无杆腔、有杆腔的压力; V_1 、 V_2 分别为液压缸进油腔、回油腔的容积; V_s 为液压泵出油腔的容积; Q_s 为液压泵的理论流量; Q_1 为通过节流阀的流量; Q_v 为通过溢流阀的流量; m 为运动部件质量; F 为外部作用力。

设 G 为液压泵泄漏系数,泵的输出流量

$$Q_s = Q_0 - G p_s \quad (7)$$

Q_1 为调节节流阀的流量, K_1 为阀口开度的系数,根据开口的不同取不同的值。

$$Q_1 = K_1 \sqrt{p_s - p_1} \quad (8)$$

设 Q_2 为液压缸有杆腔回油路上节流口的流量, p_b 为回油背压,

$$Q_2 = K_2 \sqrt{p_2 - p_b} \quad (9)$$

Q_v 为溢流阀的流量,设 p_0 为溢流阀调定的压力值,

$$Q_v = K_v (p_s - p_0), p_s - p_0 > 0; Q_v = 0, p_s - p_0 \leq 0. \quad (10)$$

2.3 加载系统

假设忽略加载泵的低压侧压力,调节电压 u_1 控制

比例溢流阀溢流压力,则由加载泵产生的负载转矩 T_L 可写为 $T_L = K_L u_1$, (11) 式中: u_1 为比例溢流阀的放大器的调节电压; K_L 为负载转矩增益。

为了提高变频液压调速的调速范围,主泵不宜选用大排量,低转速,而应选用小排量,高转速。本系统中主泵排量为 9.6 mL/r,最高转速为 3200 r/min,同时马达选用低速大转矩马达,其排量选为 368 mL/r,加载泵与马达参数相同。

3 复合调速系统

如图所示,该系统主要由变频驱动系统,液压容积节流调速系统,加载系统组成。驱动系统由变频器和变频电机组成;液压容积节流调速系统主要包括定量泵和定量马达组成的闭式液压容积调速回路及由比例节流阀组成的旁路节流调速回路;加载系统加载泵实现对系统加载,负载大小由比例溢流阀控制,大惯量回转体,用于模拟试验系统的大惯量,转动惯量的大小可根据需要增减,补油泵给加载泵供油用。

如图 2 所示,控制系统有 3 个控制信号:变频液压容积调速设定信号 u_c ,旁路节流调速设定信号 u_2 ,负载调节设定信号 u_1 ,DSP 为控制器。 u_c 经 DSP 输入到变频器,以改变变频器的输出电流频率,从而改变电动机的转速即调节定量泵的转速,调节定量泵的输出流量,最终通过变频调节液压马达的转速; u_2 经 DSP 控制比例调速阀放大器输出电流,调节比例调速阀的阀芯开口,以调节旁路泄漏流量,实现节流调速; u_1 经 DSP 调节比例溢流阀的溢流压力以调节负载大小,同时通过增减大惯量回转体来调节转动惯量,以实现大惯量负载^[8]。

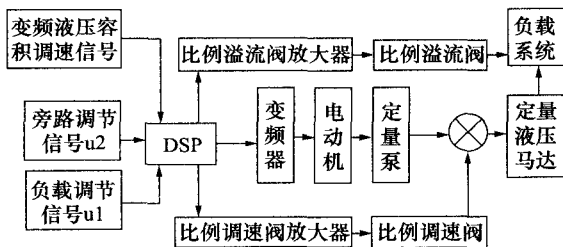


图 2 矢量变频液压容积节流调速系统

具体控制过程如下:启动时, u_2 设定为 1,比例节流阀完全打开,同时通过 u_c 设定变频电机的最低稳定转速,使主泵能够再最低稳定转速下工作。由于比例节流阀完全打开,油液泄回油箱,变频电机在空载下启动,因而马达无转速输出;变频电机启动后逐渐关闭比

例节流阀,马达开始转动,待完全关闭再给变频器加速指令,马达按 u_c 给定曲线工作;当变频电机转速降到主泵的最低稳定转速时停止变频驱动,逐渐打开比例节流阀,马达继续减速到停止,最后停止电机。反转调速方法相同。

驱动控制系统由 DSP 芯片 TMS320LF2407A、变频器及若干扩展模块实现。多个电位器分别控制比例调速阀放大器、比例溢流阀放大器输出电流以及变频器频率输出,实现旁路节流调速、负载调整和矢量变频容积调速,DSP 将按照系统的设定曲线自动调速,低速段采用旁路节流调速,后自动转换为变频液压调速。可通过电位器调节设定曲线的幅值和增益。

4 试验研究

4.1 不同频率上限激励下的马达转速响应

为避免严重重力冲击,系统的启停阶段采用斜坡激励信号。取滚筒直径为 1 m,则马达角加速度不得大于 1 rad/s^2 ,取马达的角加速度为 0.8 rad/s^2 加装 $10 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 惯性轮,调定负载压力 3.5 MPa,选定梯形给定曲线的上升和下降段的角加速为 0.8 rad/s^2 ,通过幅值调节电位器改变变频器的频率输入指令的最大值,可以得到不同频率上限的马达转速响应曲线,如图 3 所示。现以 45 Hz 的实验曲线说明马达转速的调节过程。

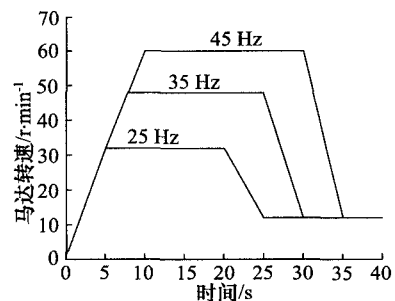


图 3 不同频率上限激励下的马达转速响应

首先,变频电机在 10 Hz 的频率下启动,达到主泵的最小稳定转速 400 r/min,此时比例调速阀完全打开,主泵输出油液从比例调速阀直接回油箱,马达转速为零,随后进入节流调速阶段,阀芯逐渐关闭,马达开始转动,节流调速结束后,马达转速达到 12 r/min,进入变频增速阶段,转速平稳上升,10 s 后达到稳态值 60 r/min,后匀速运行到 20 s,进入变频减速阶段,转速平稳下降至 13 r/min,进入节流调速阶段,阀芯逐渐打开,马达转速继续下降,40 s 后马达停止转动。

可见,在节流调速与变频液压调速转换处的速度曲线比较光滑,基本没有突变,说明两者之间转换平

稳。同时由于在低速段采用了旁路节流调速,增强了马达低转速稳定性。另外,频率上限为 25 Hz、35 Hz 和 45 Hz 时对应的马达转速稳态值分别为 32 r/min、48 r/min 和 60 r/min,由主泵和马达的排量关系可知,实验系统在不同速度下的稳态控制精度较高。

4.2 系统响应和功率对比

输入的方波信号周期为 4 s, 占空比为 50%, 幅值 250 mm。为了保持系统的低速特性, 经过试验, 电动机的最低转速设为 400 r/min。反复调节控制参数, 使三个系统的控制性能都达到最佳, 位置响应曲线如图 4 所示。图 4 和图 5 中 1 表示节流调速系统, 2 为普通矢量变频液压容积调速系统, 3 为矢量变频液压容积调速和节流调速的复合控制系统。

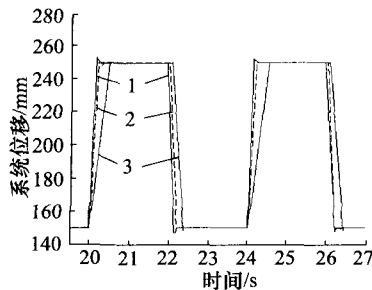


图4 系统响应对比

从图 4 可看到普通矢量变频液压容积调速系统的响应是最慢的。矢量变频液压容积调速和节流调速的复合控制系统响应速度最快, 甚至快于节流调速系统, 因为虽然它的泵转速不能上升太快, 但是能量调节可以在加速瞬间补充不足的流量。减速时由于均依靠电液比例阀进行控制, 所以响应速度相同。图 5 为系统的功率对比曲线, 由装在试验台电动机轴上的转矩转速仪测得。

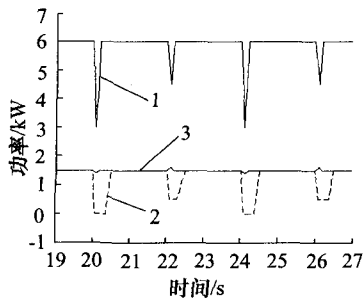


图5 系统功率对比

从图 5 可看到, 节流调速系统的功耗最大, 因为方波信号的大部分时间系统速度为零, 油液全部溢流, 只有当阀打开的时刻系统压力下降, 功率才略有降低。在工程应用中, 节流调速系统针对特定情况, 合理设计

会使功耗比本试验有所降低, 但只要其运行模式没有本质性的变化, 功耗大的缺点将始终存在。

普通矢量变频液压容积调速系统的功耗最低, 虽然大部分时间也是油液全部溢流, 由于泵的转速很低, 流量小, 所以功耗很小, 当阀打开的时候虽然此时泵的转速上升, 但系统压力降低, 所以功率变得更小。矢量变频液压容积调速和节流调速的复合控制系统功率曲线和普通矢量变频液压容积调速系统基本一致, 但没有下凹, 这是因为当系统动作时能量调节会补充高压油液, 导致系统压力不能下降的缘故。

同时在不同负载情况下, 测量了马达转速的响应, 在变频液压调速阶段, 负载的变化对马达转速响应的影 响不明显, 系统具有较强的鲁棒性。

5 结论

将矢量变频液压容积调速和旁路节流调速有机结合, 解决了泵控马达容积调速在低转速时的不足问题。试验结果表明: ① 矢量变频液压容积调速和节流调速的复合控制系统的动态性能较传统矢量变频液压容积调速系统大为提高, 由于节流调节单元的作用, 其响应速度接近节流调速系统; ② 在维持快速响应的同时, 所研究系统的能耗很低, 与传统控制系统能耗相差不多, 大大低于节流调速系统的能耗; ③ 变频液压系统的低速段采用旁路节流调速, 可以有效避免系统启停时的压力冲击, 增强系统的低速平稳性和可控性。

矢量变频容积调速和旁路节流调速相结合的复合调速应用在液压系统中, 效率高, 精度高, 获得了较为理想的调速性能。所研究系统实现方便、成本低, 可以通过在原有的液压系统中加装能量调节的节流阀调速回路来进行完成改造, 具有很好的应用价值。

参考文献:

- [1] 姚永刚, 赵敬云. 交流变频液压调速系统的发展及研究综述[J]. 液压与气动, 2005, 11: 37-40.
- [2] Lu Y X. Historical progress and prospects of fluid power transmission and control[A]. In: Proceedings of the 5th International Conference on Fluid Power Transmission and Control[C]. Beijing: International Academic, 2001.
- [3] Tanaka Y, et al. Speed and displacement control of pump system for energy saving[A]. In: Proceedings of the 2th International Symposium on Fluid Power Transmission and Control[C]. Shanghai Science & Technology Literature Publishing House, 1995.
- [4] 丁海港, 赵继云, 等. 矢量变频液压容积节流调速系统研

一种压电式气动比例阀的研究

宋非非¹, 曲 涵², 董云峰¹

Research on piezoelectric pneumatic proportional valve

SONG Fei-fei¹, QU Han², DONG Yun-feng¹

(1. 吉林建筑工程学院 土木工程, 吉林 长春 130021; 2. 吉林大学 机械科学与工程学院, 吉林 长春 130022)

摘 要:介绍一种压电式气动比例阀, 选用压电叠堆作为气动比例阀的驱动元件; 设计了压电式电气比例阀样机; 搭建了压电式气动比例阀压力以及流量特性的测量实验台; 设计了压电式气动比例阀的精密测控系统, 进行了压电式电气比例阀流量特性和压力特性的研究。测定了空载、负载流量特性曲线、压力特性曲线及动态特性曲线。

关键词:压电式电气比例阀; 压电叠堆; 气压实验台; 精密测控系统

中图分类号: TP242 文献标识码: B 文章编号: 1000-4858(2010)08-0031-03

在电气伺服控制系统中, 其核心元件是电气比例阀。电气比例阀的主要作用是用于连接系统的电气——机械部分, 将输入的小功率电信号通过放大转变为控制阀芯运动的电压或电流信号, 通过阀芯的运动又可以控制气压执行机构的流量与压力, 从而实现对执行机构的控制。因此, 电气比例阀性能的好坏直接影响到整个系统性能的优劣。常规的电气比例阀无法实现精密控制, 利用压电叠堆作为动力源, 研究制作了一种新的电器比例阀, 即压电式电气比例阀, 利用自行设计的压电式电气比例阀, 能较好地解决小流量下执行机构运动的控制问题, 实现气缸的精密定位。

控制系统是利用压缩气体作为动力源, 在数据采集卡和自行设计的压电驱动式电气比例阀的闭环控制下, 通过光栅尺和力传感器的反馈, 实现气压缸的快速驱动与准确定位, 精度可达到 ± 0.001 mm。

1 压电叠堆的特性分析

在精密驱动机构中, 驱动器是必备的重要部件, 驱动器的性能直接影响到精密驱动机构的性能。

压电叠堆 (Multilayer Piezoelectric Actuators) 是利用单片压电陶瓷电场作用下的直接伸长变形, 再通过多层叠加使总的变形达到一个较大的数值。

压电叠堆具有承载力大、响应快、位移可重复性好、体积效率高以及电场控制相对简单等优点。谐振位移驱动器是利用压电体在谐振状态下大的位移变形来形成驱动能力的。当将施加在压电体上的交变电场的频率调整到驱动器固有频率相一致时, 压电振子产生强烈的振动, 其数值大出原有振动位移的几十倍乃至上百倍, 利用此谐振状态下大的位移变形进行位移输出。由于在影响压电叠堆位移精度的特性中, 滞环特性对其影响最大, 对压电叠堆 (Tokin AE0505D16) 不同路径的加压过程进行大量数据的实测分析, 了解在 $0 \sim +100$ V 这一区间内的滞环特性。测量起始电压为 0 V, 最大电压为 $+100$ V, 电压步长为 1 V, 测量环数为 5 。

电压与对应的位移量全部为正值, 可以认为在没有负的加压路径时, 应的该压电叠堆的位移输出均为正值。经过 5 次反复测量, 对应的主滞环曲线基本重

收稿日期: 2010-03-14

基金项目: “863” 国家高技术研究发展计划项目 (2002AA423150)

作者简介: 宋非非 (1952—), 男, 吉林磐石人, 副教授, 从事压电精密驱动技术及工程设备研究及教学工作。

究[J]. 机械科学与技术, 2009, 28(9): 2037-2040.
 [5] 白国长, 王占林, 陈娟. 航空泵试验台驱动变结构控制[J]. 北京航空航天大学学报, 2008, 34(6): 652-660.
 [6] 高钦和, 王孙安. 基于 MATLAB 的节流调速液压回路计算机仿真[J]. 机床与液压, 2006, (6): 231-232, 236.

[7] 金波, 沈海阔, 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.
 [8] 彭佑多, 刘德顺, 张永忠. 基于计算机控制的大惯量时变负载泵控马达液压试系统[J]. 液压与气动, 2002, (9): 37-40.