

文献标识码: B 文章编号: 1003-0492 (2022) 09-068-05 中图分类号: TK269

汽轮机调速系统中 高低压性能油动机的比较

Comparison of High and Low-Pressure Performance Oil Motors in Steam Turbine Governing System

★ 安俊宁, 辛明瑞 (杭州和利时自动化有限公司, 浙江 杭州 310000)

摘要: 汽轮机调速系统由电液转换器接受DEH控制信号转化为液压运动, 从而带动汽轮机调节阀动作完成汽轮机的调节功能, 汽轮机的调节性能直接受到油动机性能的影响。

关键词: 油动机; 电液转换器; 断流滑阀; 脉动油; 自容式

Abstract: The governing system of the steam turbine is transformed from the DEH control signal to hydraulic motion by the electro-hydraulic converter, which drives the action of the steam turbine control valve to complete the regulation function of the steam turbine. The regulation performance of steam turbine is directly affected by the performance of oil motor.

Key words: Oil motor; Electro-hydraulic converter; Cut-off slide valve; Fluctuating oil; Self-contained type

1 前言

目前汽轮机调速系统主要以低压透平油、高压抗燃油、自容式电液执行机构作为调节执行器, 广泛应用在各式场合的大小机组上, 它们在实际使用过程中有不同的性能表现, 主要表现在调速系统的迟缓率、时间常数、系统稳定性上。本文通过特定的油动机模型进行论证分析比较高压、低压油动机调节性能的区别, 以及在设计、使用过程中需要注意的问题。

2 控制方案类型

2.1 间接控制方案

低压透平油系统由于系统压力较低, 其供油主要来

自汽轮机主油泵, 设计压力0.6~2.0Mpa不等。为驱动负载较大的蒸汽调节阀门, 其油缸活塞面积均设计得比较大, 其容积必然很大。实际调节过程中电液转换器由于流量有限无法达到汽轮机快速调节所需要的要求, 故一般需要在电液转换器与油缸之间配置流量放大环节-错油门, 由电液转换器控制错油门上下运动来接通油动机的活塞上下腔室达到快速准确地定位调节阀开度的控制目的, 称为间接控制方案。

调节DEH-电液转换器-错油门-LVDT或反馈滑阀组成闭环调节回路, 其调节方框图如图1、2所示。

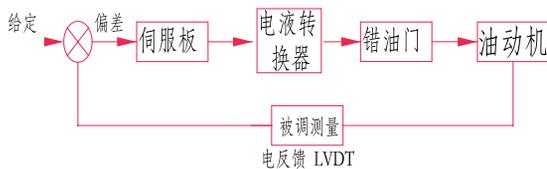


图1 电反馈低压系统油动机控制方框图

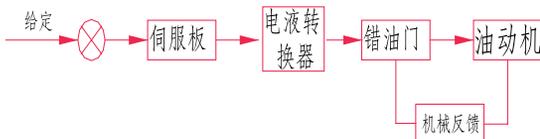


图2 机械反馈低压系统油动机控制方框图

根据上图可以看出, 机械反馈回路较电反馈回路无法形成精确的数字传输闭环, 其调节品质和精度均由机械反馈机构制造工艺决定, 存在更大的迟缓和重复定位误差。为对比更明确, 确保变量唯一, 本文后续间接控制方案均以电反馈控制方案展开描述。

2.2 直接控制方案

高压抗燃油、自容式电液执行机构统称为高压系统，其供油装置为独立油源，压力达到14Mpa以上，油动机的油缸容积则要小得多。油动机配置的电液转换器-伺服阀的油口直接与油缸相连，称为直接控制方案。

调节DEH-电液转换器-电液转换器-LVDT组成闭环调节回路，其调节方框图如图3所示。

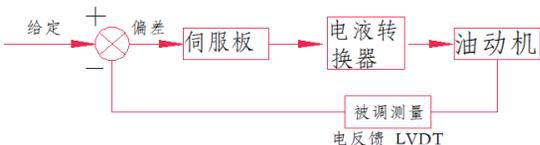


图3 高压系统油动机控制方框图

3 调节系统数学模型

采用具有断流式错油门结构的油动机，此类结构为典型低压透平油系统。电液转换器采用DDV阀，将其控制口与油动机断流滑阀下脉动油相连，并配一个可调节流孔组成电液油动机。如图4所示。

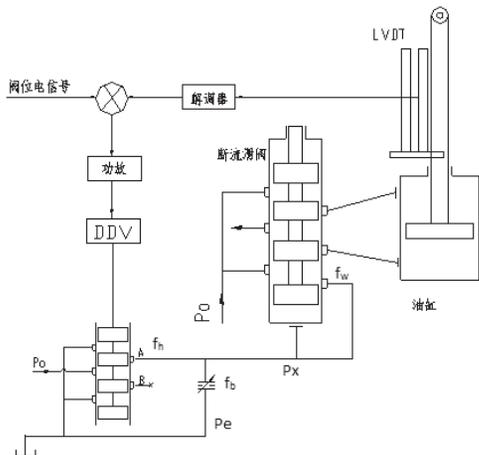


图4 间接油动机控制原理图

由图4可以看出，其液压传动是由三个环节构成：电液转换器、断流滑阀（错油门）、油动机。由DEH发出的伺服指令控制DDV阀滑阀位移影响脉动油压 P_x 变化，脉动油压又作用在断流滑阀之上，油动机滑阀的控制边会随脉动油的变化移动，从而压力油 P_0 可以通过控制边打开的窗口进入活塞，进而驱动油动机带动阀门动作。

其中， f_b ——可调节流孔的排油面积；
 f_w ——断滑阀平衡位置的稳态进油面积；

f_h ——伺服阀控制面积。

稳态时有： $f_h + f_w = f_b$

通常DDV阀正常工作在中间断流位置，其A、B控制口均为断流状态，油缸处于平衡位置，为保证这一稳态工作位置，在油路上设置了可调节流孔，通过调整可调节流孔 f_b 的面积使其与油动机断流滑阀的稳态进油口 f_w 的面积相等，而油动机活塞的定位由LVDT反馈来定。

正常时，通过控制DDV阀，打破脉动油的油量平衡，引起油压变化，使断流滑阀离开平衡位置，油动机活塞移动，改变所控阀门的开度。同时油动机上的LVDT将行程变化信号经调制器反馈到控制器与给定电信号指令综合比较为零时，DDV阀回到平衡位置，脉动油压恢复原值，断流滑阀又处于断流位置，油动机稳定在新的平衡位置。

采用DDV阀直接与油缸上下腔连接，通过对DDV阀的控制改变油缸上下腔的压力，使油缸活塞行程发生变化，改变所控汽阀的开度。这种控制的最大特点就是结构简单，控制方便。如图5所示。

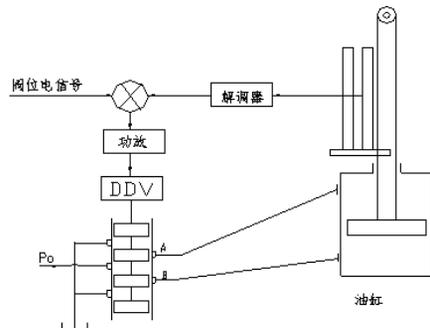


图5 直接油动机控制原理图

3.1 电液转换器-DDV阀动态分析

DDV阀在结构上取消了喷嘴—挡板前置级，采用大功率的直线马达替代小功率的力矩马达，同时借助先进的集成电路和微型位移传感器替代复杂工艺的机械力反馈杆与弹簧管，使结构大大简化，可靠性大幅度提高。如图6所示。

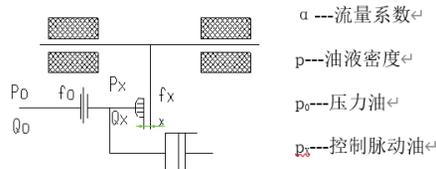


图6 电液转换器-DDV阀简化油路图

分析图6, 由流量连续方程式 (1) ~ (3) :

$$Q_0 = Q_x \quad (1)$$

$$Q_0 = 2\alpha f_0 \sqrt{\frac{2(P_0 - P_x)}{\rho}} \quad (2)$$

$$Q_x = 2\alpha f_x \sqrt{\frac{2P_x}{\rho}} \quad (3)$$

得出式 (4) :

$$P_x = \frac{1}{1 + \left(\frac{f_x}{f_0}\right)^2} P_0 \quad (4)$$

其中, $f = \Pi dx$

D为喷嘴直径, x为挡板与喷嘴间隙。

对此式求导如式 (5) 所示:

$$\Delta p_x = \frac{-2\left(\frac{f_x}{f_0}\right)}{\left[1 + \left(\frac{f_x}{f_0}\right)^2\right]^2} \frac{\pi d}{f_0} \Delta x p_0 \quad (5)$$

令

$$N = \frac{f_x}{f_0}$$

则得到式 (6) :

$$\frac{\Delta p_x}{\Delta X} = \frac{-2N^2}{(1 + N^2)^2} \frac{P_0}{X} \quad \text{式 (6)}$$

$\Delta P_x / \Delta X$ 就是伺服阀的压力灵敏度。从式 (6) 中不难看出:

伺服阀的压力灵敏度与供油压力成正比, 与挡板与喷嘴的间隙成反比。因此伺服阀的间隙一般取为 0.2mm。

DDV 阀由于采用大功率直线永磁差动马达, 永磁提供部分所需的磁力, 控制电流较小, 同时直线马达具有中位特性, 即一旦偏离中位就会产生力和行程。力和行程与电流成正比。直线力马达在向外伸出过程中必须克服高刚度弹簧所产生的对中力与外部附加力 (即液动力及污染引起的卡涩力)。在直线马达返回中位时, 对中弹簧力是和马达产生的力同向, 故 DDV 伺服阀对污染的敏感性大为下降。其灵敏度直接与直线力马达的输出力有关, 从 MOOG 公司样本上知: 其作用在滑阀上的推力约 300~500N。

通过分析可知, DDV 阀由于其灵敏度与系统的压力及挡板与喷嘴的间隙没有关系, 故 DDV 阀比传统伺

服阀抗污染能力强得多, 对油质清洁度的要求要低。DDV 阀允许系统绝对过滤精度 $\beta_{10} \geq 75$, 而伺服阀允许系统的绝对过滤精度 $\beta_{10} \geq 200$ 。

正由于传统伺服阀的灵敏度与供力压力有直接关系, 传统伺服阀的适用范围受到了限制, 而 DDV 阀结构上的特点决定其能适应于低压、高压等液压控制系统, 在低压伺服系统中更能体现其优越的特性来。

3.2 错油门动态分析

从图4可以看出滑阀是受液压控制的, 滑阀的运动取决于油量的变化, 根据微分方程有:

$$S \frac{d\Delta s}{dt} = \Delta Q_1 + \Delta Q_2 - \Delta Q_3 \quad \text{式 (7)}$$

$$\Delta Q_1 = \frac{\partial Q_1}{\partial P_x} \Delta P_x + \frac{\partial Q_1}{\partial s_\sigma} \Delta s_\sigma \text{—动反馈油口流量;}$$

$$\Delta Q_2 = \frac{\partial Q_2}{\partial P_x} \Delta P_x + \frac{\partial Q_2}{\partial s_\mu} \Delta s_\mu \text{—伺服阀控制口流量;}$$

$$\Delta Q_3 = \frac{\partial Q_3}{\partial P_x} \Delta P_x + \frac{\partial Q_3}{\partial s_\delta} \Delta s_\delta \text{—可调节流阀排油口流量;}$$

$$Q_1 = C s_\sigma \sqrt{\frac{2(P_0 - P_x)}{\rho}}$$

$$Q_2 = C s_\mu \sqrt{\frac{2(P_0 - P_x)}{\rho}}$$

$$Q_3 = C s_\delta \sqrt{\frac{2(P_0 - P_e)}{\rho}}$$

P_0 、 P_x 、 P_e 分别对应进油、脉动油、排油压力。在稳态时一般

$$P_0 - P_x = P_x - P_e$$

$$s_\delta = s_\mu + s_\sigma$$

$$\frac{S \frac{d\Delta s}{dt}}{C \sqrt{\frac{2(P_0 - P_e)}{\rho}}} + s_\mu + s_\sigma - s_\delta - \frac{2s_\delta \Delta P_x}{P_0 - P_e} = 0 \quad \text{式 (8)}$$

$$s_\delta = b_\delta * \Delta z \quad s_\mu = b_\mu * \Delta s \quad s_\sigma = b_\sigma * \Delta m i \quad \text{式 (9)}$$

Δz 、 Δs 、 Δm 分别为相应阀口的稳态时开口长度, 该值是随着滑阀位移变化变化的, i 为传动比, 与调节滑阀指令有关。

$$\text{在极限状态下: } b_\delta * \Delta z_{\max} = b_\sigma * \Delta m_{\max} i$$

油动机未动时:

$$b_{\mu} * \Delta S_{\max} = b_{\delta} * \Delta z_{\max} \quad \text{式 (10)}$$

设滑阀所受到的反作用力为 $C\sigma$

将式(9)带入式(8),并用式(10)除之,整理可得

$$T_{\sigma} = \frac{d\sigma}{dt} + k1 * \mu = \delta - \sigma \quad \text{式 (11)}$$

其中: $T_{\sigma} = \frac{S}{C \sqrt{\frac{(P_0 - P_e)}{\rho}}}$ —油动机滑阀(或错油门)的时间常数;

$K1$: 不考虑液压流动的作用为1;

$$\mu = \frac{\Delta S}{\Delta S_{\max}}; \delta = \frac{\Delta Z}{\Delta Z_{\max}}; \sigma = \frac{\Delta m}{\Delta m_{\max}}$$

错油门滑阀的传递函数为:

$$W(s) = \frac{1}{T_{\sigma} s + K1} \quad \text{式 (12)}$$

3.3 油动机动态分析

参考图4为简化计算,将油动机模型简化为双出杆方式,油动机活塞运动取决于上下压力 P_1 、 P_2 的变化,设定油动机上下面积相等,均为 S ,油动机活塞往下运动,则有方程:

$$M \frac{d^2 m}{dt^2} = P_1 * S - P_2 * S + F \quad \text{式 (13)}$$

式中: M 为活塞质量; F 为阀门蒸汽力, m 为油动机行程。

在活塞上下移动过程中,上下流量变化一致,即

$$S \frac{d^2 m}{dt^2} = \Delta Q_1 = \Delta Q_2 \quad \text{式 (14)}$$

根据努伯利方程

$$\Delta Q_1 = C * b * h \sqrt{\frac{2(P_0 - P_1)}{\rho}} \quad \text{式 (15)}$$

$$\Delta Q_2 = C * b * h \sqrt{\frac{2(P_2 - P_e)}{\rho}} \quad \text{式 (16)}$$

式中: b —进排油口窗口宽度;

h —进排油口窗口高度;

C —流量系数。

依据式(13)~(16)计算后得到:

$$T_s = \frac{S * \Delta Z_{\max}}{C * b * \Delta h_{\max} \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_0 - P_e + \frac{F}{S})}} \quad \text{—油动机的时间常数}$$

其中: ΔZ_{\max} 为从空负荷到满负荷的油动机活塞行程, Δh_{\max} 为断流滑阀的“最大”行程,它的定义是油动机不动,而转速变化值 $\Delta n_{\max} = \delta n_0$ 时所引起的断流

滑阀位移。

油动机的传递函数为:

$$W(s) = \frac{1}{T_s s} \quad \text{式 (17)}$$

需要补充的是,在开阀门方向,负载力一般与油动机活塞运动方向相反,而且比较大,因此来说开阀门的时间常数 T_s 要大于关闭方向的时间常数 T_s 。为了保证在转速升高时能迅速关闭阀门,要求在关闭阀门方向有小的时间常数 T_s 。大功率汽轮机的油动机时间常数 T_s 通常为0.1s~0.25s。

在设计油动机时,可以通过合理选择结构和特性参数来减小 T_s ,在这里可以由 T_s 的表达式进行具体分析。在设计油动机直径时,要求在满足提升力约束条件下尽量减小 T_s 。主要途径有:

(1) 增大 b ,可以增加进排油的面积。如果油口已经用去了整个滑阀的圆周,则为了减小油动机的时间常数 T_s ,必须同时加大滑阀的直径。

(2) 增加 p_0 ,一方面可以提高油的流动压差,增大进排油流量;另一方面也增大了提升力,可以采用更小直径的油动机活塞。在大型汽轮机中普遍采用高压抗燃油、自容式系统。

此外,油泵的供油量也是一个重要的因素,由于油动机在快速运动时所需的很大的用油量是由油泵供给的,所以若泵容量不足,则动态过程中用油量将导致 p_0 下降,因此影响到油动机的动作速度。解决该问题,通常有两种措施,一是采用单侧进油油动机,一是采用蓄能器。

电液单侧油动机其DDV阀控制方式与电液双侧油动机一样,主要区别在于油动机的关闭方向运动靠弹簧力来保证。

蓄能器的简图如图7所示,当用油量升高时, P_0 会下降,这时蓄能器中的活塞会在弹簧(或气囊)的推动下将油挤出,以满足瞬时供油量大的要求。

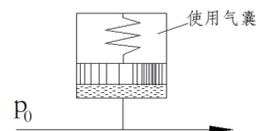


图7 蓄能器简图

以M201.331Z为例,油动机的 $T_s = 0.2s$,断流滑阀移动 Δh_{\max} 的时间常数为0.02s,断流滑阀为 2×2

宽的油口, Δh_{\max} 通常为13mm, 此时进油面积只有 $A=4 \times 13=52\text{mm}^2$ 。因此在控制系统中增加一个遮断电磁阀很容易实现快关。

对油动机性能影响因素的有控制滑阀开口、提升力、油压、排油背压压力、油动机行程、缸径、蒸汽力。而控制滑阀开口与控制系统指令快慢有关。

从3.2节可以看出, 间接控制方案的控制时间常数除了油动机的时间常数 T_s , 还要加上错油门滑阀时间常数 T_{σ} 。

综上, 在全电调系统中, 伺服阀直接控制方式是最为理想的控制方案。在提升力、控制系统一致的情况下, 高压直接控制式系统只需要选择更可靠的电液转换器即可达到最优的调节性能。

4 结语

本文主要比较了低压系统和高压系统在控制性能之间的区别, 以及调速系统在设计、调试时需要考虑的

要素。通过详细介绍低压、高压油动机控制的原理、特点, 将DDV阀通过与油动机的结合, 构成的高压直接控制式电液油动机在电调系统中作为执行机构是完全可行的, 效率及控制效果大大优于低压间接控制方案。我公司在众多项目上已采用了高压抗燃油/自容式直接控制式的电液双侧油动机方案, 机组都投运多年, 电液油动机运行平稳。因此高压电液油动机将在今后电厂改造及新机系统设计的全电调系统中担当重要的角色。希望本文能够对业内研究人员予以一定的帮助。AP

作者简介:

安俊宁 (1988-), 男, 宁夏银川人, 工程师, 学士, 现就职于杭州和利时自动化有限公司, 主要研究方向为汽轮机DEH控制系统、自动化及液压控制。

辛明瑞 (1984-), 男, 山东德州人, 工程师, 学士, 现就职于杭州和利时自动化有限公司, 主要研究方向为汽轮机调速系统及液压控制。

参考文献:

- [1] 孙玉芬, 王再英. 汽轮机DEH系统建模及仿真研究[J]. 计算机仿真, 2013, (09): 126 - 130.
- [2] 郭钰锋, 徐志强, 于达仁. 汽轮机调节原理[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.