文章编号: 1005 —0329(2005)10 —0044 —04

调速型液力偶合器在油田注水泵的调速控制系统中的应用探讨

董 泳,王 飞,闫国军
(哈尔滨工业大学,黑龙江哈尔滨 150001)

摘 要: 分析了泵的偶合器调速运行节能原理及有关的调速范围,指出调速型液力偶合器固有非线性对系统的影响及相应的校正措施,讨论了系统的控制方案及实施路线,说明注水泵的液力偶合器调速为目前的一种简单、可靠、经济的调速运行控制方式,值得大力推广应用。

关键词: 油田注水泵;调速型液力偶合器;可变函数发生器;PID 控制仪
中图分类号: TE977 **文献标识码**: A

Study on Speed Control Use of the Oil Field Water-inject Pump with Speed Regulating Hydrodynamic Coupling

DONG Yong ,WANG Fei , YAN Guo-jun
(Harbin Institute of Technology ,Harbin 150001 ,China)

Abstract: Energy saving principle when pumps speed is regulated , and limits of speed control's range was analysed ,and the affections of speed-regulating hydraulic coupling's intrinsically nonlinear and the emendation measures were pointed out. The system's control project and how to execute the plan were studied , we believed that the water-inject pump with speed regulating hydrodynamic couplings is a simple and economic speed control methods , and it deserves widely being extended.

Key words: water-flooding pump ;speed regulating hydrodynamic coupling ;variable function generator ;PID controller

1 液力偶合器用于注水泵的调速与节能分析

1.1 调速方法的比较

变频器作为电气传动中的技术含量较高的电力电子产品,在中小功率应用领域主要用于泵和风机的调速,其以优异的调速和启动、制动性能,高效率、高功率和节电效果以及广泛的适用范围,成为最有发展前途的调速方式。

传统的液力调速技术以其兼有改善传动品质、易于实现无级调速的双重优越性,在大功率旋转机械的调速应用领域仍具有优良的性能/价格比。以国产 $Y_0T_{CD}580/30$ 型调速型液力偶合器为例,其传递功率为 1120～3250kW,加上一些辅助仪器及设备,价格在 20 万元左右,这样的成本对于上千千瓦的高压变频器,从目前的技术手段看是不可想象的。调速型液力偶合器虽然占地面积大,需要辅助的油源循环系统,但它不会造成电源的电磁污染,主传动部件结构简单,可靠性高,日常维护成本较低。

1.2 油田注水泵偶合器调速运行与经济性分析

油田注水集输系统中的离心注水泵多为大功率设备,由于井口负荷经常变化,大多数注水泵不能持续在高效点工作,以往采用泵出口阀节流或打回流的方式调节流量,但这样难免造成一定的能量损失。变速调节与节流调节经济性的比较在许多专著和文献中都有所论述[1,2],即使计及偶合器的功率损失,原动机的功率消耗仍然较节流调节有明显的减少。以下以旁路调节作为对比对象,讨论注水泵偶合器变速调节的有关问题。

(1) 调速运行

收稿日期: 2004 —09 —22 修稿日期: 2004 —11 —22

© 1994-2007 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

以某油田选用的 DF250-150 型多级离心注水泵为例，其基本参数：级数：11；流量：250m³/h；扬程：1749m；转速：2985r/min。图 1 为厂家给出的单级特性曲线。

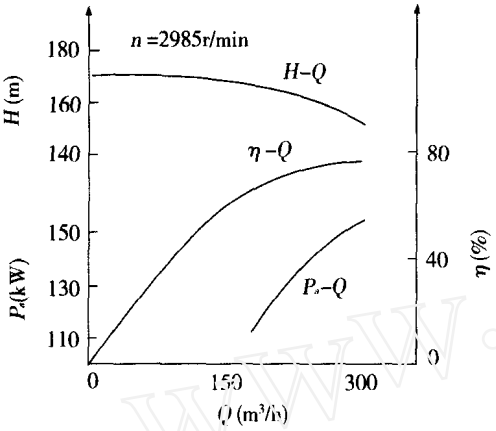

图 1　注水泵特性曲线

采用计算机拟合数值算法，额定工况工作范围内特性曲线可用下式描述：

$$H = a_1 + b_1 Q + c_1 Q^2 \qquad (1)$$

$$\eta = a_2 + b_2 Q + c_2 Q^2 \qquad (2)$$

由图 1 中额定转速下的 $H-Q$ 特性曲线可知：$a_1 = 170.45$，$b_1 = 0.014$，$c_1 = -0.00024$；由 $\eta-Q$ 特性曲线可知：$a_2 = 0.0238$，$b_2 = 0.5575$，$c_2 = -0.001$。

按实际运行要求，地质方案油田所需注水量为 1.5 万 m³/d，开两台注水泵，注水量(1.2 万 m³/d)无法满足要求，但若增加一台泵则注水量又超出 3000m³/d(125m³/h)，即将近一台泵有一半的流量打回流。这样，能源浪费严重。

以满足注水管网工艺流程压力 P_{SV} 为控制目标，对应泵的单级扬程为 H_e，考虑到偶合器调速一般在高转速比下，转速调节范围不大时，效率曲线变化较小。图 2 所示为转速调节特性曲线。

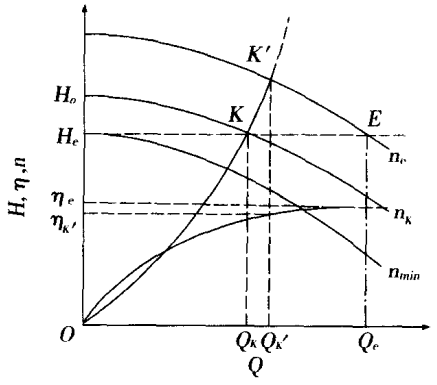

图 2　泵转速变化特性曲线

设 K 点为系统调速运行的某一工况点，过 K 点作一相似抛物线($H = A_K Q^2$)，并与额定转速下的特性曲线交于 K 点，由 $H_e = A_K Q_K^2$，得到 $A_K = H_e / Q_K^2$，相似抛物线方程为：

$$H = \frac{H_e}{Q_K^2} Q^2 \qquad (3)$$

联立式(1)和式(3)，可确定 K 点对应的流量 Q_K'，把 Q_K 带入式(2)则可得到 K 点工况对应的效率 η_K'。由相似定律，有：

$$\frac{Q_K'}{Q_K} = \frac{n_e}{n_K} \qquad (4)$$

由此可确定满足管网注水压力的某一流量下泵所需的工作转速，在关死点极限情况下：

$$\frac{H_e}{H_0} = \frac{n_{min}^2}{n_e^2}$$

即泵能调到的最低转速为：

$$n_{min} = (H_e / H_0)^{1/2} n_e$$

对于 DF250-150 型注水泵，本例中油田注水管网压力要求为 15～18MPa，$n_e = 2985$r/min，$H_0 = 170.45$m，取 $P_{SV} = 18$MPa，对应泵的单级扬程 $H_e = 159$m，可得 $n_{min} = 2883$r/min。采用偶合器调速，考虑到额定工况偶合器的滑差 $S = 1.5\%$～3.0%，取 $S = 1.5\%$，实际上泵的额定转速(即最高工作转速) $n_{max} = (1-S) n_e = 98.5\% \times 2985 = 2940$r/min。

由于受注水管网压力的限制，油田注水泵的调速范围一般不会太大，但这并不影响调速效果，因为油田注水泵的管路特性曲线比较平坦，虽然转速变化较小，工况点的流量变化则相对较大，同样可得到明显的节能效果。

2　调速运行经济性分析

设电机-调速型偶合器-注水泵均为直联，调速前注水泵的轴功率为：

$$P_Z = \frac{\rho g Q_e H_e i}{1000 \eta_e} \qquad (5)$$

式中　i ——泵的级数

调速后，偶合器的涡轮轴输出功率(也是注水泵的轴功率)为：

$$P_{TK} = \frac{\rho g Q_K H_e i}{1000 \eta_K'}$$

偶合器的泵轮轴输入功率则为：

© 1994-2007 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

$$P_{BK}=\frac{P_{TK}}{\eta_{OU}}=\frac{\rho g Q_K H_e i}{1000\eta_K i_{TBK}} \quad (6)$$

式中 η_{OU} ——偶合器的效率,$\eta_{OU}=i_{TBK}=n_K/n_e$

i_{TB} ——偶合器转速比,即涡轮转速与泵轮转速之比

偶合器的功率损失为:

$$P_{SK}=P_{BK}-P_{TK}=\frac{\rho g Q_K H_e i}{1000\eta_K}\left(\frac{1}{i_{TBK}}-1\right) \quad (7)$$

调速前后两者轴功率之差即为节约的能量:

$$\Delta P_J=P_Z-(P_{BK}+P_{SK})=\frac{\rho g H_e i}{1000}\left(\frac{Q_e}{\eta_e}-\frac{Q_K}{\eta_K i_{TBK}}\right) \quad (8)$$

应用以上推导的计算公式,以下结合实例进行计算(限于篇幅,具体计算过程略)。

方案一 :只有一台泵调速,设 $H_e=159\text{m}$, $Q_e=250\text{m}^3/\text{h}$, $\eta_e=0.75$,旁路调节打回流 $125\text{m}^3/\text{h}$,要求 $Q_K=125\text{m}^3/\text{h}$, η_K 及 i_{TBK} 由式(1)~(4)及 $i_{TBK}=n_K/n_e$ 确定。计算结果为:$Q_K'=128.7\text{m}^3/\text{h}$, $\eta_K'=0.552$, $i_{TBK}=0.9712$。将以上数据代入式(9)得:$\Delta P_J=510\text{kW}$。

方案二 :2 台泵调速,$Q_K=250-125/2=187.5\text{m}^3/\text{h}$, $Q_K'=191.32\text{m}^3/\text{h}$; $\eta_K'=0.701$; $i_{TBK}=0.98$。将以上数据代入式(8),两台泵总节约能量:$\Delta P_J=2\times302=604\text{kW}$。

由以上的计算与分析可知:

(1)采用偶合器调速,调速范围由额定转速下的注水泵特性曲线及管网所要求的最低注水压力决定,同时要计及偶合器的额定转差率。

(2)偶合器的转速调节尽量在高转速比下进行,一方面水泵有较高的工作效率,另一方面偶合器的滑差损失也相对较小,这样可以获得较高的节能效果。计算结果表明,采用两台偶合器调速较单台泵单独调速节能效果更为显著,其根本原因是方案二中的每一台泵和偶合器均具有较高的工作效率。

(3) 为了扩大注水泵的调速范围,在确定调速方案时,应根据实际管网压力的要求,注水泵的选型要给调速型液力偶合器留有一定的调节余量。

3 调速型液力偶合器的调节特性

调速型液力偶合器-注水泵调速控制系统中要考虑的另外一个问题就是偶合器的调节特性。

图 3 所示为几种调速型液力偶合器的调节特性曲线[1]。

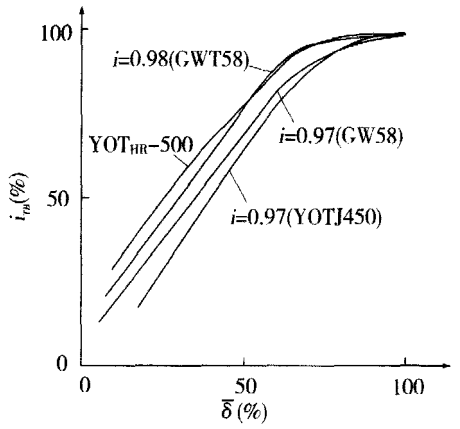

图 3 几种偶合器的调节特性曲线

图 3 中,i_{TB} 为涡轮、泵轮转速比,$\bar{\delta}$ 为偶合器的相对调节输入量,如采用勺管调节,则为勺管的相对开度。可以看出,它们有一个共同的特征:一定调节范围内有良好的线性关系,但在大调节量时,却有很大的饱和性,即增益 $K=\text{d}i_{TB}/\text{d}\bar{\delta}$ 在整个调节范围不是常数;开环控制无大影响,但在闭环控制系统中,固有非线性则会给系统设计带来困难,对于系统的稳定性、调节精度及响应时间等系统品质均带来不利影响。

大功率偶合器勺管的拖动一般采用电动执行器,输入量为标准电流,输出量为角位移,两者呈线性,模仿用凸轮机构使调节特性线性化的原理如图 4 所示。

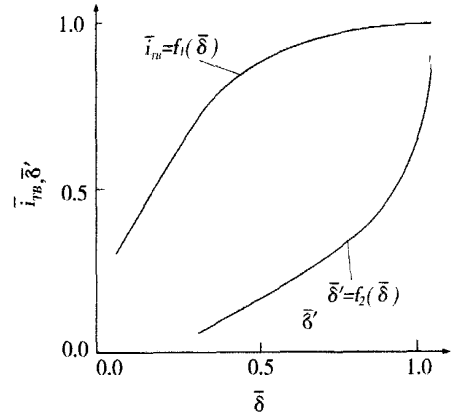

图 4 用凸轮机构实现线性化示意

采用现代微机控制技术,在电动执行器前设置一个可变函数发生器,如图 5 所示。可变函数发生器接受调节器的控制信号 I',图 4 中的 $\bar{\delta}'=f_2(\bar{\delta})$ 为固有调节特性 $\bar{i}_{TB}=f_1(\bar{\delta})$ 的反函数关系,由此变换的输出电流驱动电动执行器。其中,可

© 1994-2007 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

变函数发生器的增益 $K_3' = 1/K_2$,此时系统的增益 $K = K_3' K_1 K_2$ 将是一个线性关系。

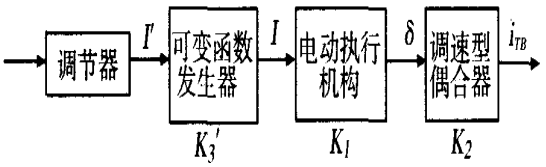

图 5　由可变函数发生器实现线性化处理过程

可变函数发生器可以看作一类非线性校正环节,此装置的加入给系统的设计带来方便。

4　调速控制系统的实现

由调速型液力偶合器所实现的油田注水泵出口压力或流量的控制系统的组成原理如图 6 所示。

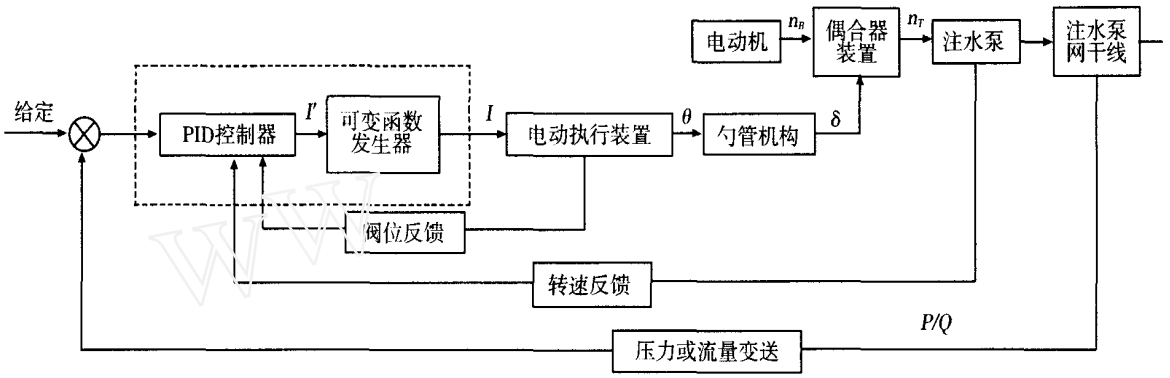

图 6　偶合器调速的压力/流量控制系统原理

PID 控制器与可变函数发生器做成一体控制装置,输出电流 I 经过伺服放大器驱动电动执行器,带动勺管机构,改变偶合器工作腔内充液量,实现涡轮输出转速 n_T 的调节。亦即给定某一电流,则有与之对应的涡轮转速。注水管网压力或流量的调节实质上就是水泵转速的调节。

液力调速系统的负载一般惯性较大,对于包括电动执行器在内的调速型液力偶合器,其动态性能可用两个一阶惯性环节来表示:

$$\frac{n_T(s)}{I(s)} = \frac{K_d K_0}{(T_d's + 1)(T_o's + 1)} \qquad (9)$$

式中　K_d, T_d' ——电动执行器的增益与时间常数

K_o, T_o' ——调速型液力偶合器的增益与充油时间常数

作为一种定性分析,调速系统可以近似看作二阶环节,根据二阶工程设计法,可用比例积分调节器校正系统。鉴于偶合器内部流动的复杂性,难以建立其精确的数学模型,对此类调控对象,比较合适的就是采用 PID(比例-微分-积分)控制算法。勺管的驱动采用电动执行器,则有如下离散的位置型 PID 算法:

$$U_K = K_P\left[e_k + \frac{T}{T_i}\sum_{i=0}^{K} e_i + \frac{T_d}{T}(e_k - e_{k-1})\right] \qquad (10)$$

$$e_k = w - y_k$$

式中　U_K ——调节器输出量

T ——采样周期

K_p ——比例系数

T_i ——积分时间常数

T_d ——微分时间常数

w ——给定值

y_k ——第 k 次采样值

式(10)可以方便地由计算机进行运算。

类似于目前中小功率场合应用广泛的、成熟的变频调速给水系统[4,5],调速型液力偶合器可代替变频器实现转速调节。控制系统的核心为 PID 控制器,如果系统纳入 DCS 控制,PID 控制可通过上位机由工控组态实现。对于一类单机独立的控制系统,控制算法可由以下三类工业控制计算机实现:

(1) 可编程序控制器(PLC),梯形图编程实现;

(2) 单片微型计算机,采用汇编语言或高级语言编程;

(3) 智能 PID 自整定控制仪,用户参数设定与组态,无需专门的软件开发平台。

前两种需要一定的软件编制及调试工作量,单片机成本较低,但工业应用可靠性稍差,自行开发控制系统需要在抗干扰方面下些功夫。

(下转第 80 页)

© 1994-2007 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

态变化较大。启动过程按时间及过热度变化规律可分为三个阶段:第一阶段,膨胀阀处于关闭或一个较小的开度;第二阶段,阀位迅速打开至较大的位置,此位置和当前蒸发器温度有关,此后,电子膨胀阀的脉冲数应逐渐减小;第三个阶段,要解决过热度突然下降的问题,应根据不同的蒸发温度设定过热度值,开始时过热度设定值大,随着蒸发温度的降低,过热度的设定值逐渐减小。温度的降低,过热度的设定值逐渐减小。

(3)在热启动前,冷柜柜内温度处于设定值上限。制冷系统的温度和关机前相差不大。此时,所述控制策略即可使系统稳定运行。

参考文献:

[1] Outtagarts A, Haberschill P, Lallemand M. The transient response of an vaporator fed through an electronic expansion valve[J]. Int. J. of Energy Research, 1997, 21: 793-807.

[2] Matsuoko A, Honda Y, Takagi, M. Refrigeration system [P]. United States Patent, 4 807 445. Feb. 28, 1989.

[3] Lord R G. Method and apparatus for controlling a refrigerant expansion valve in a refrigeration system[P]. United States Patent, 4 523 435. Jun. 18, 1985.

[4] Fukushima T, Myamoto S, Sayo K, et al. Refrigerant flow control device[P]. United States Patent, 4 617 804. Oct. 21, 1986.

[5] Yarnazaki K, Sotome K, Yoshikawa T, et al. Air conditioning system and operating method [P]. European Patent, Application, 0 282 772 A2, 1988.

[6] 朱瑞琪,田怀璋. 电子膨胀阀调节规律的确定方法[J]. 流体工程,1993,21(1):55-59.

[7] Tassou S A, Al-Nizari H O, Investigation of the effects of thermostatic and electronic expansion valves on the steady-state and transient performance of commercial chillers [J]. Int J of Refrig, 1993, 16(1): 49-56.

[8] Hueller Z R. Matching of the Evaporator and thermostatic expansion valve by using a digital computer[A]. In: Proceedings of IIR Meeting[C]. 1984, 2:751-758.

[9] Hueller Z R. Heat load influence upon evaporator parameters[A]. In: Proceedings of IIR Meeting[C]. Madrid: 1988. Report No. 3.32.

作者简介:陈文勇(1969-),男,博士,主要从事制冷系统自动控制研究,通讯地址:201818 上海市上海俊乐制冷自控制元件有限公司。

(上接第 47 页)

智能数字调节仪表(PID 控制仪)固化 PID 控制算法,可实现手/自动无扰切换,组态方便,兼有报警输出、测量变送等功能,也是目前成本较低、技术成熟的成型产品。笔者认为第三种方法较为经济实惠,技术也较为容易掌握。

5 结语

智能数字调节技术与调速型液力偶合器结合,运用于大功率的油田注水控制系统,是一种低成本投入,而节能效果显著的控制方式,其控制简单易行。实施过程中对于水泵的调速范围应予以适当考虑,从控制系统稳定性出发,对于调速型液力偶合器的固有调节非线性应采取校正措施。总之,在大功率应用场合,液力偶合器调速仍是一种可靠性高、低投资的经济运行方式,在能源日趋紧张的今天,这一技术在大功率领域的应用更具生命力。

参考文献:

[1] 陆肇达. 液力传动原理及液力传动工程[M]. 哈尔滨工业大学出版社,1994.

[2] 邹庆龙,等. 油田注水集输系统离心泵调速节能研究[J]. 石油机械,2001,29(6):10-13.

[3] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 宇航出版社,1995.

[4] 丁云飞,江长平. 变频调速水泵的能耗分析[M]. 流体机械,2001,29(3):25-26.

[5] 蒋炳军,张建华. 智能数字调节器的水泵变频调速供水控制系统[J]. 甘肃科学学报,2001,14(3):68-71.

作者简介:董泳(1965-),男,副教授,主要从事流体机械及液力传动与控制方面的教学与科研工作,通讯地址:150001 黑龙江哈尔滨市哈尔滨工业大学 453 信箱。

© 1994-2007 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net