

2D 数字阀滞环颤振补偿技术研究*

李 胜 阮 健 孟 彬

(浙江工业大学特种装备制造与先进加工技术教育部重点实验室,杭州 310014)

【摘要】 建立了 2D 数字阀的数学模型,对 2D 数字阀的由齿隙产生的滞环进行了研究和仿真分析,提出了在输入信号上叠加一高频颤振信号以减小甚至消除 2D 数字阀的滞环特性颤振补偿技术。利用专门的实验平台对所设计的样阀进行了实验研究。实验结果表明,采用颤振补偿技术后,当颤振幅值为 25%、50%、100% 齿隙量时,滞环宽度由 2.2% 分别降为 1.7%、1.1%、0.5%。理论和实验结果均表明采用颤振技术在一定的频率和幅值的颤振信号作用下,可以减小或消除 2D 数字阀的滞环特性。

关键词: 2D 数字阀 颤振 滞环特性 齿隙

中图分类号: TH137 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)03-0208-05

Dither Compensation Technology for Hysteresis of 2D Digital Valve

Li Sheng Ruan Jian Meng Bin

(Key Laboratory of Special Purpose Equipment and Advanced Processing Technology, Ministry of Education, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract

The mathematical model of 2D digital valve was established and its hysteresis characteristics was first simulated and analyzed. In order to diminish and even eliminate hysteresis, a dither compensation technology which used high frequency dither signal to superimpose on input signal was proposed. Then the special test rig was built and experimental study was carried out. The experimental results revealed that when dither amplitude was 25%, 50% and 100% of backlash magnitude respectively, the hysteresis width accordingly reduced from 2.2% to about 1.7%, 1.1% and 0.5% of backlash magnitude respectively. It is finally concluded that the proposed dither compensation approach can diminish and even eliminate hysteresis of 2D digital valve effectively.

Key words 2D digital valve, Dither, Hysteresis characteristics, Backlash

引言

电液控制系统的非线性对系统有很大的影响,轻则影响系统的控制精度,重则出现极限环振荡,甚至造成系统不稳定^[1]。电液控制系统的非线性主要产生于电液控制阀,这是因为电液控制阀存在滞环、饱和、摩擦力及死区等非线性因素。由于控制阀在电液控制系统中起着功率放大作用,其非线性对系统的不利影响也将被放大,严重影响到系统的性能,因此,长期以来人们一直在对电液控制阀的非线

性进行深入研究。Burton R^[2]等分析了阀芯的库仑摩擦力及液动力导致系统的极限环振荡。Shearer J L^[3]等分析了阀口的重叠死区对系统特性的影响。Lue M^[4]等分析了喷嘴-挡板伺服阀力矩马达磁滞及饱和所造成的非线性。Arafa H A 和 Rizk M^[5]建立了考虑摩擦力和液动力影响的喷嘴-挡板伺服阀的非线性模型。Kim D H 和 Tsao T C^[6]在考虑阀的零位死区时所给出的喷嘴-挡板伺服阀的动态特性支配方程达到了十五阶。这些模型适用范围窄、不具有普遍性,难以实用化。

收稿日期: 2010-04-01 修回日期: 2010-06-25

* 国家自然科学基金资助项目(50975258)和浙江大学流体传动与控制国家重点实验室资助项目(GZKF-2008005)

作者简介: 李胜,副教授,主要从事电液直接控制技术研究,E-mail: li_sheng@mail.hz.zj.cn

通讯作者: 阮健,教授,博士生导师,主要从事电液数字控制元件及系统研究,E-mail: wxmin@mail.hz.zj.cn

2D 伺服阀是以单个阀芯旋转和滑动的双运动自由度设计的伺服螺旋机构实现伺服阀功率级液压放大功能的^[7]。相对于喷嘴-挡板伺服阀、射流管阀和高性能的比例阀等其他伺服阀,2D 数字阀具有结构简单、抗污染能力强、构成导控阀导控级的零位泄漏小、固有频率高、动态性能好等优点^[8]。本文针对 2D 数字阀由齿隙所产生的滞环非线性进行研究,提出颤振补偿的方法,获得良好的效果。

1 2D 数字伺服阀工作原理

数字伺服阀的示意图如图 1 所示。它由阀体、电-机械转换器(步进电动机)、传动机构和角位移传感器等组成。传动机构主要是用来连接电-机械转换器与阀芯实现运动传递和力矩放大,角位移传感器是用来实时检测步进电动机转子的角位移,实现对其闭环连续跟踪控制。

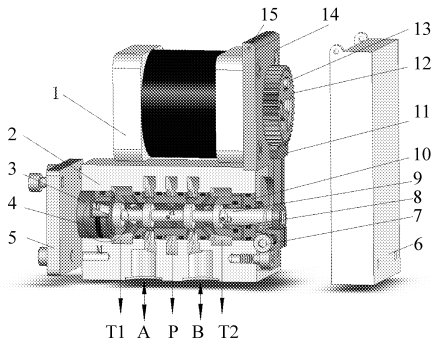


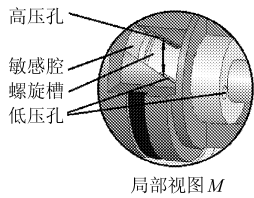
图 1 2D 数字伺服阀的示意图

Fig. 1 Schematic of 2D digital servo valve

1. 步进电动机 2. 阀座 3. 阀套 4. “O”形圈 5. 挡板 6. 盒盖 7. 紧固螺钉 8. 同心环 9. 阀芯 10. 端盖 11. 摆轮 12. 齿轮 13. 限位销 14. 电动机安装板 15. 安装销

2D 伺服阀结构如图 2 所示,阀右腔通过小孔 a,经阀芯杆内通道和小孔 b 与进口油(系统压力)相通,其面积为左腔的一半;左敏感腔的压力由开设在阀芯左端台肩上的一对高低压孔和开设于阀芯孔左端的螺旋槽相交的两个微小弓形面积串联的液压阻力半桥控制。在静态时若不考虑摩擦力及阀口液动力的影响,左敏感腔压力为入口压力的一半,阀芯轴向保持静压平衡,与螺旋槽相交的高低压侧的弓形面积相等。当逆时针方向(面对阀芯伸出杆)转动阀芯,则高压侧的弓形面积增大、低压侧的弓形面积减小,左敏感腔压力升高,并推动阀芯右移,右移的结果是高低压孔又回到螺旋槽的两侧,处于高低压侧弓形面积相等的位置,左敏感腔的压力恢复为入口压力的一半,阀芯重新保持轴向力平衡;若以顺时针方向转动阀芯,变化则正好相反。在 2D 伺服阀中,阀芯角位移与轴向位移之间的转换运动与普通的机械螺旋机构的转换运动相一致,不同之处在于阀芯的轴

向运动由液压静压力驱动的,因此实现 2D 伺服阀阀芯转角与轴向位移(主阀开口)转换的导控结构也称为液压伺服螺旋机构。从结构和工作原理可以看出 2D 伺服阀为一双级位置反馈液压流量伺服阀。



局部视图 M

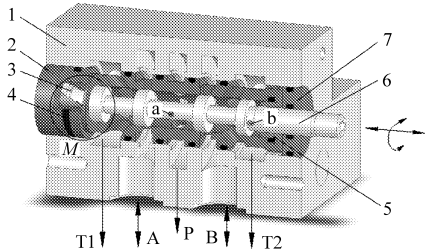


图 2 2D 伺服阀结构原理图

Fig. 2 Principle structure of 2D digital servo valve

1. 阀座 2. 阀套 3. 螺旋槽 4. “O”形圈 5. 同心环 6. 阀芯 7. 端盖

2 颤振补偿数学模型

在 2D 数字阀中,电-机械转换器是步进电动机,步进电动机通过齿轮传动机构和阀芯相连(图 1),即可通过步进电动机驱动阀芯的运动。步进电动机的旋转角度决定了阀芯位移。理想条件下,齿轮传动机构输出与输入之间的关系应当是线性的,传动比为一常数。而实际上,齿轮的正常工作需要一定的齿隙来保证,以避免因工作温度的变化、弹性变形而使啮合的齿轮之间的间隙过小,导致两齿轮卡死。同时,为保证齿轮传动的良好润滑,啮合齿轮的非工作齿面之间也需要一定的齿隙以储存润滑油。另外,齿轮的加工和安装误差也不可避免地导致齿隙的存在。由于齿隙的存在,使得当主动轮运动方向改变时,从动轮运动方向并不会立即随之改变,直到主动轮越过全部齿隙时,从动轮的运动方向才开始改变。这样对于工作于可逆运转的齿轮传动装置就造成了空程误差,使得传动装置的输出轴与输入轴之间的关系就不是单值的线性关系,而是表现出滞环非线性特性。

由于滞环会对系统性能产生不利的影响,在此采用颤振补偿技术来抑制或消除滞环对系统的影响。图 3 为齿轮机构啮合示意图^[9]。

(1) 齿轮副啮合方程

齿轮副啮合方程为

$$m_2 \ddot{x}_2 - B_c (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - kx + W = 0 \quad (1)$$

其中

$$x_1 = \theta_1 r_{g1} \quad x_2 = \theta_2 r_{g2} \quad W = T_2 / r_{g2}$$

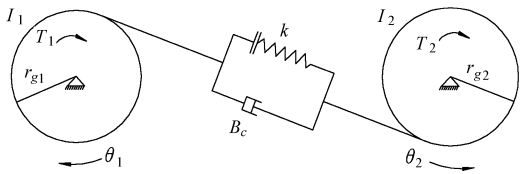


图3 齿轮副啮合示意图

Fig.3 Schematic of gear pair engagement

$$x = \begin{cases} x_1 - x_2 + \varepsilon & (x_1 - x_2 \leq -\varepsilon) \\ 0 & (-\varepsilon < x_1 - x_2 < \varepsilon) \\ x_1 - x_2 - \varepsilon & (x_1 - x_2 \geq \varepsilon) \end{cases}$$

- 式中 x_1 ——主动轮沿啮合线位移
 x_2 ——从动轮沿啮合线位移
 m_2 ——从动轮沿啮合线质量
 B_c ——齿轮啮合的阻尼系数
 ε ——啮合线上啮合间隙
 k ——齿轮的啮合刚度
 W ——法向静载荷 T_2 ——载荷扭矩
 r_{g1} ——主动轮基圆半径
 r_{g2} ——从动轮基圆半径

(2) 流量连续性方程

由图2可知,流入导控级的流量一部分来自于高压小孔和伺服螺旋槽重叠面积的通流,另一部分来源于高压小孔向伺服螺旋槽的泄漏。流出导控级

$$A_1 = \begin{cases} 0 & (h_1 < 0) \\ h_1 \sqrt{2r_d h_1 - h_1^2} + r_d^2 \arcsin \frac{\sqrt{2r_d h_1 - h_1^2}}{r_d} - r_d \sqrt{2r_d h_1 - h_1^2} & (0 < h_1 \leq r_d) \\ \pi r_d^2 + h_1 \sqrt{2r_d h_1 - h_1^2} - r_d^2 \arcsin \frac{\sqrt{2r_d h_1 - h_1^2}}{r_d} - r_d \sqrt{2r_d h_1 - h_1^2} & (r_d < h_1 \leq 2r_d) \\ \pi r_d^2 & (h_1 \geq 2r_d) \end{cases} \quad (4)$$

- 式中 h_1 ——高压孔和伺服螺旋槽重叠圆弧的弓高
 r_d ——高压孔的半径

弓高 h_1 可以根据阀芯的运动关系得出,即

$$h_1 = h_0 + R\theta \sin\beta - x_v \cos\beta \quad (5)$$

- 式中 h_0 ——初始重叠弓高
 R ——阀芯台肩半径 β ——螺旋槽升角
 θ ——阀芯转动角位移

$$A_2 = \begin{cases} 0 & (h_2 < 0) \\ h_2 \sqrt{2r_d h_2 - h_2^2} + r_d^2 \arcsin \frac{\sqrt{2r_d h_2 - h_2^2}}{r_d} - r_d \sqrt{2r_d h_2 - h_2^2} & (0 < h_2 \leq r_d) \\ \pi r_d^2 + h_2 \sqrt{2r_d h_2 - h_2^2} - r_d^2 \arcsin \frac{\sqrt{2r_d h_2 - h_2^2}}{r_d} - r_d \sqrt{2r_d h_2 - h_2^2} & (r_d < h_2 \leq 2r_d) \\ \pi r_d^2 & (h_2 \geq 2r_d) \end{cases} \quad (8)$$

(3) 阀芯平衡方程

在不考虑液动力影响的条件下,阀芯主要受到

的流量一部分是通过低压小孔和伺服螺旋槽重叠面积的通流,还有一部分通过伺服螺旋向低压小孔泄漏^[8]。假设左侧容腔中的压力和密度不随空间变化,而只随时间变化。因此,根据流量的连续性,可写出左侧容腔的流量连续性方程为

$$Q_1 + Q_{l1} - Q_2 - Q_{l2} = A \frac{dx_v}{dt} + \frac{V_0 + Ax_v}{\beta_e} \frac{dp_c}{dt} \quad (2)$$

- 式中 Q_1 ——流入左侧容腔流量
 Q_{l1} ——由高压孔泄漏到螺旋槽的泄漏量
 Q_2 ——流出左侧容腔流量
 Q_{l2} ——由螺旋槽泄漏到低压孔的泄漏量
 p_c ——左侧容腔压力 x_v ——阀芯位移
 A ——左侧容腔阀芯面积
 V_0 ——左侧容腔初始体积
 β_e ——体积弹性模量

流入左侧容腔流量计算式为

$$Q_1 = C_d A_1 \sqrt{\frac{2(p_s - p_c)}{\rho}} \quad (3)$$

- 式中 A_1 ——高压小孔和伺服螺旋槽重叠面积
 C_d ——阀口流量系数
 p_s ——系统压力 ρ ——油液密度
重叠面积 A_1 可根据高压小孔和伺服螺旋槽之间的位置关系得出,表示为

$$(h_1 < 0)$$

相应地,流出左侧容腔流量 Q_2 、低压孔与伺服螺旋槽重叠圆弧的弓高 h_2 和低压孔与伺服螺旋槽重叠面积 A_2 分别表示为

$$Q_2 = C_d A_2 \sqrt{\frac{2p_c}{\rho}} \quad (6)$$

$$h_2 = h_0 - R\theta \cos\beta + x_v \sin\beta \quad (7)$$

左侧容腔和右侧容腔压力的作用、折算到阀芯上总粘性阻尼作用以及折算到阀芯上的外部弹簧力和外

部负载的作用。根据力平衡原理, 阀芯的力平衡可写为

$$p_c A - p_s \frac{A}{2} = m \frac{d^2 x_v}{dt^2} + B_e \frac{dx_v}{dt} + K_L x_v + F_L \quad (9)$$

式中 m ——折算到阀芯上的总质量
 B_e ——折算到阀芯上的总粘性系数
 K_L ——负载弹簧刚度
 F_L ——作用在阀芯上的负载

由方程式(1)、(2)、(9)构成了系统的数学模型。

当输入信号(即主动轮位移)未叠加颤振信号时,不妨假设输入信号为一正弦信号,如图 4 所示。根据上述数学模型利用龙格-库塔算法则可以仿真计算出阀芯位移(图 5)。从图 5 可以看出,在未采用颤振技术时,阀芯的输出表现出滞环特性,滞环宽度约为 1.9%。

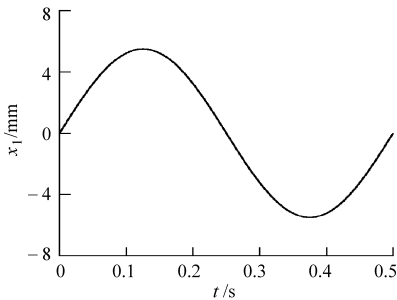


图 4 未叠加颤振信号的输入信号

Fig. 4 Input signal without dither signal superimposition

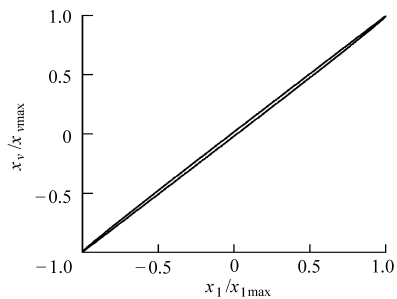


图 5 未采用颤振技术的阀芯输出

Fig. 5 Spool displacement without dither compensation

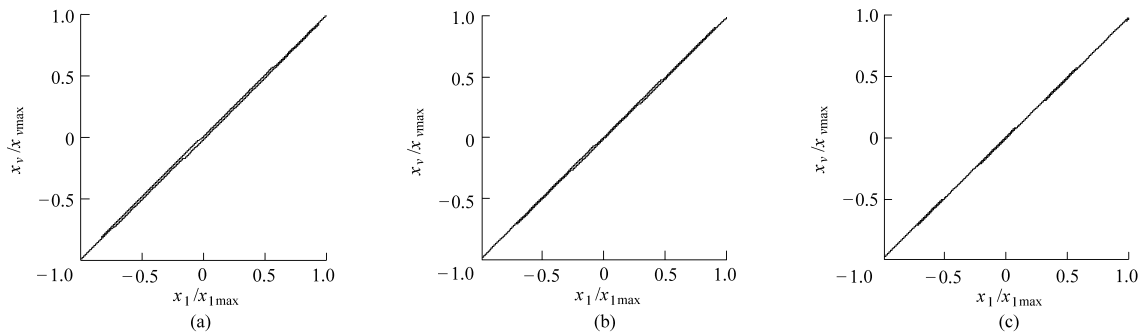


图 7 采用颤振技术后的阀芯输出

Fig. 7 Spool displacement with dither compensation

(a) 颤振信号幅值为间隙量的 25% (b) 颤振信号幅值为间隙量的 50% (c) 颤振信号幅值为间隙量的 100%

当在输入信号上叠加颤振信号(该颤振信号为一高频正弦波,频率为 300 Hz)时,此时输入信号变成如图 6 所示的信号,同样根据上述数学模型利用龙格-库塔算法也可以得到阀芯位移(图 7)。从图中可以看出,在采用颤振技术后,阀芯的位移的滞环特性变弱。当颤振信号的幅值为间隙量的 25% 时,滞环宽度降为 1.4%;当颤振信号的幅值为间隙量的 50% 时,滞环宽度降为 0.9%;当颤振信号的幅值为间隙量的 100% 时滞环几乎完全被抑制。这表明采用颤振技术可以减小或消除 2D 数字阀因间隙而产生的滞环特性。另外,由于颤振信号的频率远小于 2D 数字阀的伺服螺旋结构的液压固有频率(大约为 $10^4 \sim 10^5$ Hz),颤振信号叠加在输入信号上并不会对系统的稳定性产生影响,因此,颤振技术是抑制或消除滞环特性的一个有效手段。

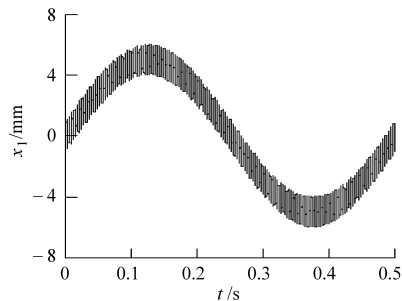


图 6 叠加颤振信号的输入信号

Fig. 6 Input signal with dither signal superimposition

从仿真结果来看,输入信号虽然叠加了一个高频颤振信号,但是在阀芯的输出并不含高频成分,这是因为伺服螺旋结构本质上可以简化为一个惯性环节^[7],即

$$\frac{x_v(s)}{\theta(s)} = \frac{R \tan \beta}{\tau s + 1} \quad (10)$$

式中 τ ——时间常数

由于这个惯性环节的存在使得所叠加的高频信号被其抑制。这也是颤振技术提出的出发点之一。

3 实验

为研究 2D 数字伺服阀的滞环特性及颤振补偿,设计了一个实验用样阀,并搭建了相应的实验装置,如图 8 所示。信号发生器所产生的信号(如正弦信号)作为 2D 数字阀的输入信号。控制器对该输入信号进行采集并根据需要叠加不同幅值的颤振信号控制步进电动机的转动,从而驱动阀芯旋转,使其输出角位移,由伺服螺旋结构转换为阀心的轴向位移。阀芯的轴向位移由激光位移传感器测量,并由数字示波器显示和记录,可测出在不同幅值的颤振信号作用下的阀芯响应曲线。

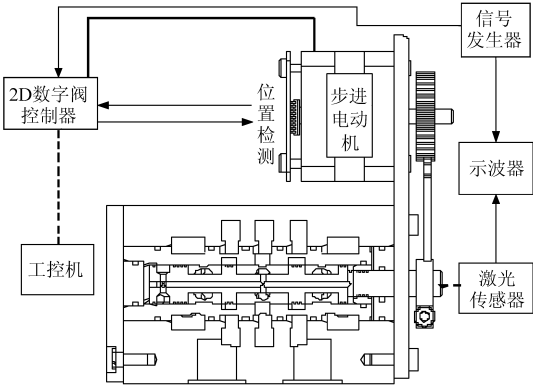


图 8 实验系统图

Fig. 8 Schematic of experimental system

未采用颤振补偿技术时实测得到的 2D 数字阀的滞环特性曲线如图 9 所示。从图中可以看出,此时的滞环特性是非常明显的,滞环最大达到 2.2%。图 10 为采用了颤振补偿技术实测得到的 2D 数字阀的滞环特性曲线。从图中可以看出,此时滞环特性明显被削弱。叠加信号为间隙量的 25% 时,滞环宽度最大为 1.7%;叠加信号为间隙量的 50% 时,滞环宽度最大为 1.1%;叠加信号为间隙量的 100% 的颤振信号时,滞环约为 0.5%。实验结果和仿真分析的结果基本吻合。实际上,2D 数字阀滞环非线性不仅仅源自齿轮间隙,而且还可能源自步进电动机的磁滞以及阀芯所受的库仑摩擦力等其他因素。无论实验还是理论结果都表明,采用颤振补偿技术可以削弱或消除 2D 数字阀的滞环特性。

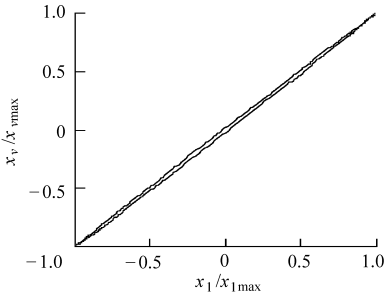


图 9 未加颤振的输入-输出曲线

Fig. 9 Input-output curves without dither compensation

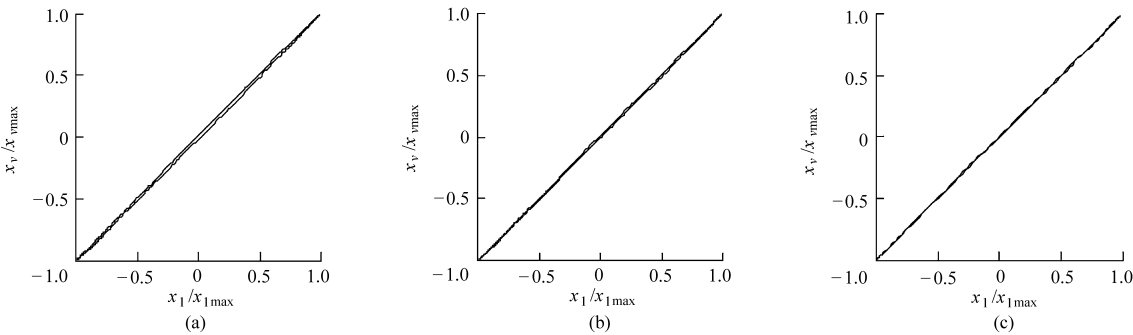


图 10 加颤振的输入-输出曲线

Fig. 10 Input-output curve with dither compensation

(a) 颤振信号幅值为间隙量的 25% (b) 颤振信号幅值为间隙量的 50% (c) 颤振信号幅值为间隙量的 100%

4 结论

(1)在 2D 数字阀中,阀心的旋转是由步进电动机通过齿轮传动机构驱动的。由于齿轮机构的齿隙存在,使得 2D 数字阀存在滞环非线性。研究表明,采用颤振补偿技术可以明显减小甚至消除滞环,达

到对数字阀滞环特性的补偿,从而减少或消除滞环对电液控制系统不利的影响。

(2)虽然在输入信号上叠加了高频信号,但是由于伺服螺旋机构在本质上可以简化为一惯性环节,因此高频信号在阀芯位移上并不会体现。

参 考 文 献

1 Merritt H E. Hydraulic control systems [M]. New York: John Wiley & Sons, 1967.

2 Burton R, Ukrainetz P, Nikiforuk P. Analytic prediction of limit cycle oscillations in an initially loaded hydraulic control valve [C]//Proceedings of International Conference on Hydraulics, Pneumatics and Fluidics in Control and Automation, BHRA, Turino, Italy, 1973.

(下转第 218 页)

- [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(6): 55 ~ 58. (in Chinese)
- 6 Liu Tao, Liu Zhenquan. Trigonometric-curve based modification of scroll profile and its effect on performances of a scroll compressor [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 18(4): 498 ~ 503.
- 7 王宝龙, 石文星, 李先庭. 制冷空调用涡旋压缩机数学模型[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2005, 45(6): 726 ~ 729.
Wang Baolong, Shi Wenxing, Li Xianting. Mathematical modeling of scroll refrigeration compressors [J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 2005, 45(6): 726 ~ 729. (in Chinese)
- 8 高秀峰, 刘卫华, 冯诗愚, 等. 涡旋齿端等 β 角圆弧类型线修正理论的研究[J]. 西安交通大学学报, 2001, 35(7): 750 ~ 754.
Gao Xiufeng, Liu Weihua, Feng Shiyu, et al. Theoretical study on modification of top profile based on arc shaped curves with equal beta angle for scroll fluid machinery [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2001, 35(7): 750 ~ 754. (in Chinese)
- 9 王君, 刘振全. 采用圆渐开线修正涡旋压缩机涡齿型线[J]. 机械工程学报, 2006, 42(6): 221 ~ 226.
Wang Jun, Liu Zhenquan. Investigation of wrap profile modification using circle involute for scroll compressor [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(6): 221 ~ 226. (in Chinese)
- 10 刘涛, 芮执元, 邬再新, 等. 基于正交标架矢量函数的涡旋机械集成型线研究[J]. 农业机械学报, 2010, 41(5): 209 ~ 212.
Liu Tao, Rui Zhiyuan, Wu Zaixin, et al. Integration of profile for scroll fluid machine based on vector function of orthogonal frame [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(5): 209 ~ 212. (in Chinese)
- ~~~~~

(上接第 212 页)

- 3 Shearer J L. Effect of radial clearance, rounded edges, and underlap on hydraulic servo valve characteristics [C] // Proceedings of the Joint Automatic Control Conference, Paper TA9-G, 1980, 1: 124 ~ 132.
- 4 Leu M, Henke R, Jacksons R. Application of optimization on theory to the design of torque motors [C] // ASME Design Engineering Division Conference, Cincinnati, Ohio, Paper 85-DET-98, 1985: 48 ~ 55.
- 5 Arafa H A, Rizk M. Identification and modeling of some electrohydraulic servo valve non-linearities [J]. Proc. IMechE, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 1987, 201(2): 137 ~ 145.
- 6 Kim D H, Tsao T C. A linearized electrohydraulic servovalve model for valve dynamics sensitivity analysis and control system design [J]. ASME Journal of Dynamic System, Measure and Control, 2000, 122(1): 179 ~ 187.
- 7 阮健. 电液(气)直接数字控制技术[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 2000: 129 ~ 130
- 8 Ruan J, Burton R, Ukrainetz P. An investigation into the characteristic of a two dimensional "2D" flow control valve [J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2002, 24(1): 214 ~ 220.
- 9 圣国梁. 基于 MATLAB 对齿轮间隙非线性动力学仿真研究[J]. 电子机械工程, 2008, 24(5): 58 ~ 60.
Sheng Guoliang. Simulated study on the gear gap non-linear dynamics based on MATLAB [J]. Electro-mechanical Engineering, 2008, 24(5): 58 ~ 60. (in Chinese)