

2D 阀控差动缸式电液激振器振动波形研究^{*}

李伟荣 阮健 任燕 白继平

(浙江工业大学机械制造及自动化教育部重点实验室, 杭州 310014)

摘要: 为了提高激振器的振动频率,提出了一种由 2D 阀控制差动式液压缸的新型电液激振器,该激振器通过控制无杆腔容腔的体积变化实现液压固有频率的改变。阐述了激振器的工作原理并建立其数学模型,利用 Matlab 中的 Simulink 构建了系统仿真模型,对系统在低、中和高频段工作时的振动波形进行了仿真研究。为了验证理论分析以及激振器在低频段、中频段和高频段工作时实际输出振动波形,设计了电液激振器并进行了实验研究。实验结果表明:激振器的负载以弹性力为主时,振动频率在 5Hz 以下,激振器输出的振动波形容易出现饱和现象,随着激振频率的提高,饱和现象消失,当振动频率与液压系统固有频率相等时会产生谐振现象(即振动幅值突然放大),过了谐振点后振动幅值会快速下降。

关键词: 2D 阀 差动式液压缸 电液激振器 振动波形

中图分类号: TH137 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)10-0266-06

Vibration Waveform Research on Electro-hydraulic Exciter of Differential Cylinder Controlled by 2D Valve

Li Weirong Ruan Jian Ren Yan Bai Jiping

(Key Laboratory of Mechanical Manufacture and Automation, Ministry of Education, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: In order to improve the working frequency of electro-hydraulic exciters, an electro-hydraulic exciter based on differential hydraulic cylinder controlled by 2D valve was proposed, which could realize the change of hydraulic intrinsic frequency by controlling the volume of non-rod chamber. The scheme of electro-hydraulic exciter was analyzed and the mathematical model was set up. The simulation model was also constructed by the Simulink Toolbox of Matlab. The vibration waveform of exciter in low-frequency, middle-frequency and high-frequency were simulated. To verify the theoretical analysis and real vibration waveform of exciter, the electro-hydraulic exciter was designed and experimented. Results showed when the main part of the load constituted by the elastic force, the output waveform of exciter was prone to saturation under frequency of 5 Hz. With the increase of agitating frequency, the saturation disappeared. The resonance phenomenon would be occurred when the exciting frequency was equal to the intrinsic frequency of hydraulic system. The vibration amplitude would drop down rapidly after the resonance frequency.

Key words: 2D valve Differential hydraulic cylinder Electro-hydraulic exciter Vibration waveform

引言

激振器是振动试验装置的核心元件,按其激振

原理不同可分为机械式、电磁式和电液式。与前两者相比,电液激振器具有激振功率大、推力大、能实现多点激振等优点,主要应用于重载、大功率的场

收稿日期: 2012-09-12 修回日期: 2012-10-12

^{*} 国家自然科学基金资助项目(50675204,51105337)和浙江省自然科学基金资助项目(D1080667、Y12E050141)

作者简介: 李伟荣,博士生,主要从事电液振动台、电液激振器以及基本理论研究,E-mail: liweirong1231@126.com

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

合^[1-4]。电液激振器根据工作频率较液压动力机构的液压固有频率的大小,可将其整个频率区间分为低频段、中频段和高频段,其中低频段是指频率远低于液压固有频率的频率段;激振频率在液压系统固有频率附近称为中频段,当恰好等于液压系统固有频率时,产生谐振现象,振动幅值突然放大,故也成为谐振段;频率区间远高于液压固有频率,称为高频段^[5]。

研究高频响的伺服阀是提高电液激振器性能的重要途径。自 20 世纪 50 年代后期出现以喷嘴挡板阀为先导的电液伺服阀以来,各种结构的电液伺服阀相继问世^[6-8]。振动波形研究是电液激振器研制中的关键问题,国内外学者对振动波形作了一些研究^[9-15]。本文提出一种 2D 阀控差动式液压缸构成的电液激振器方案,研究其在低频段、中频段和高频段工作时的振动波形特性。在分析其工作原理的基础上,应用流体力学理论建立数学模型,并通过 Simulink 仿真和实验的方法研究其波形特性。

1 工作原理

2D 阀控差动缸式电液激振器工作原理如图 1 所示,它主要由 2D 阀、液压缸、蓄能器等部件组成。其中 2D 阀主要是由阀芯、阀套、阀体、齿轮组、联轴器、弹簧、交流伺服电动机、直线电动机等组成。2D 阀阀芯 4 个台肩(Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ、Ⅳ)上周向均匀开设沟槽,相邻沟槽的中心角设为 β ,其中相邻台肩上的沟槽相互错位,错位角为 $\beta/2$ 。阀芯上沟槽宽度所对应的角度为 $\beta/4$,阀套上的窗口数目和大小与阀芯上的沟槽相匹配。因此当台肩Ⅰ、Ⅲ上的沟槽与阀套上窗口沟通时,台肩Ⅱ、Ⅳ上的沟槽与阀套上的窗口是闭合的。当阀芯转过 $\beta/2$ 时,则台肩Ⅰ、Ⅲ上的沟槽与阀套上的窗口关闭,台肩Ⅱ、Ⅳ上的沟槽与阀套上的窗口开通。2D 阀的阀芯不但能进行旋转运动,而且还能实现轴向运动,阀芯的旋转速度由交流伺服电动机通过一对增速齿轮组进行控制,控制电动机的转速就可以调节阀芯的转速。当阀芯转到如图 1a 位置时,台肩Ⅱ、Ⅳ上的沟槽与阀套上的窗口沟通,高压油从 P 口流入,经过 B 口进入液压缸的无杆腔。系统采用差动联接方式,液压缸有杆腔与系统进油 P 口始终相通,由于液压缸无杆腔的作用面积是有杆腔的两倍,因此活塞杆在推力的作用下向右运动。当阀芯转到如图 1b 位置时,台肩Ⅰ、Ⅲ上的沟槽与阀套上的窗口沟通,B 口与系统回油 T 口相通,液压缸无杆腔的油液通过 B 口回到油箱,活塞杆在有杆腔压力的作用下向左运动。因此通过阀芯的连续旋转就能实现液压缸活塞的来回往复运

动。阀芯除了旋转运动外还具有轴向运动,轴向运动由直线电动机控制,通过控制直线电动机的伸出或缩回就可以使阀芯轴向开口在零(阀口完全关闭)到最大(阀口完全打开)之间进行调节,使进入液压缸的流量随之发生变化,从而改变液压缸输出振动幅值。由上分析可知,通过控制 2D 阀阀芯的旋转运动和轴向位移,能够实现对激振器振动频率和幅值的分离控制。

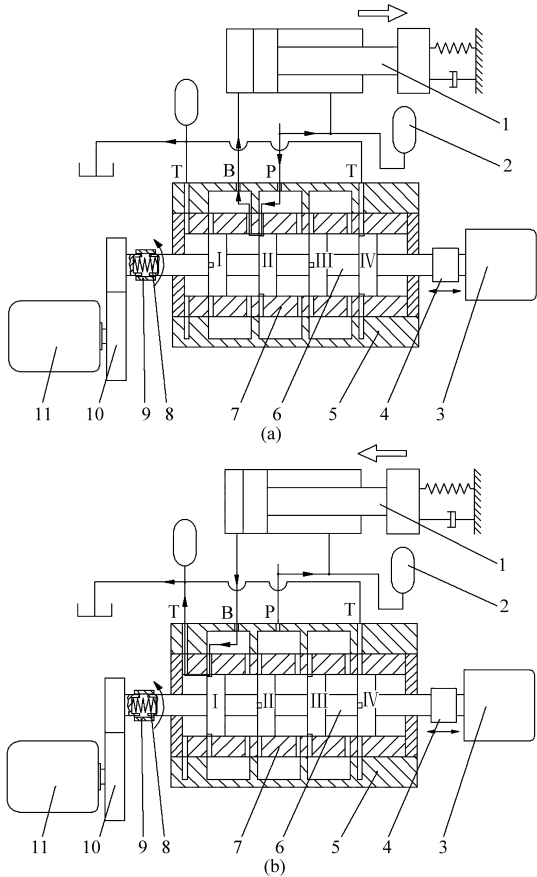


图 1 2D 阀控电液激振器工作原理图

Fig. 1 Scheme of electro-hydraulic exciter controlled by 2D valve

(a) 向右运动 (b) 向左运动

1. 液压缸 2. 蓄能器 3. 直线电动机 4. 联轴器 5. 阀块
6. 阀芯 7. 阀套 8. 弹簧 9. 联轴器 10. 齿轮组 11. 交流伺服电动机

2 电液激振器的数学模型

2.1 2D 阀节流口数学模型

2D 阀节流口的结构如图 2 所示。节流口的形状为由阀芯台肩上的沟槽与阀套上的窗口构成的矩形,节流口面积的一边 x_v 为直线电动机控制阀芯沿阀套的轴向位移,其中 $x_v \in (0, x_{vmax})$;另一边 y_v 由交流伺服电动机控制阀芯的旋转运动所决定,其大小等于阀芯台肩上的沟槽节流边到阀套上的窗口节流边之间一段圆弧的弦长。阀芯 4 个台肩上阀口的

开度皆是匹配对称的, 阀芯上沟槽宽度(即阀套上窗口宽度)对应的圆心角 α 等于相邻阀芯沟槽所对应中心角 β 的 $1/4$ 。以 4 个阀口的周向皆关闭的状态作为零位。当阀芯旋转角 θ 从 0 增大到 α 时, 台肩 I 和 III 上阀口的周向开度 y_v 从 0 增大到最大值; 当阀芯旋转角 θ 从 α 增大到 2α 时, 台肩 I 和 III 上阀口的周向开度 y_v 从最大值减小到 0, 而台肩 II 和 IV 上阀口的周向开度 y_v 始终为 0。阀芯继续旋转, 当阀芯的旋转角 θ 从 2α 增大到 3α 过程中, 台肩 II 和 IV 上阀口的周向开度 y_v 从 0 增大到最大值; 当阀芯旋转角 θ 从 3α 增大到 4α 时, 台肩 II 和 IV 上阀口的周向开度 y_v 从最大值减小到 0, 而台肩 I 和 III 上阀口的周向开度 y_v 为 0。阀芯继续转动, 阀口的周向开度重复上述过程作周期变化。根据上述分析, 台肩 I 和 II 节流口面积变化可以表示为

$$A_{v1} = \begin{cases} 2x_v R \sin\left(\frac{\theta - 4j\alpha}{2}\right) & (4j\alpha \leq \theta < (4j+1)\alpha) \\ 2x_v R \sin\left((2j+1)\alpha - \frac{\theta}{2}\right) & ((4j+1)\alpha \leq \theta < (4j+2)\alpha) \\ 0 & ((4j+2)\alpha \leq \theta < (4j+3)\alpha) \\ 0 & ((4j+3)\alpha \leq \theta \leq (4j+4)\alpha) \end{cases}$$

$(j=0,1,2,\dots)$

(1)

$$A_{v2} = \begin{cases} 0 & (4j\alpha \leq \theta < (4j+1)\alpha) \\ 0 & ((4j+1)\alpha \leq \theta < (4j+2)\alpha) \\ 2x_v R \sin\left((2j+1)\alpha - \frac{\theta - \alpha}{2}\right) & ((4j+2)\alpha \leq \theta < (4j+3)\alpha) \\ 2x_v R \sin\left((2j+1)\alpha - \frac{\theta}{2}\right) & ((4j+3)\alpha \leq \theta \leq (4j+4)\alpha) \end{cases}$$

$(j=0,1,2,\dots)$

(2)

式中 A_{v1} 、 A_{v2} ——阀芯台肩所对应节流口的面积
 R ——阀芯半径

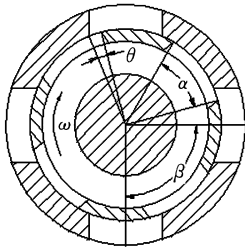


图 2 2D 阀阀芯与阀套沟通面积原理图
Fig.2 Area scheme of spool and sleeve for 2D valve

2.2 特性支配方程

2D 阀控电液激振器实际上为阀控液压缸的伺服系统, 如图 3 所示。

根据节流公式得到节流口的流量方程为

$$q_1 = C_d A_{v1} \sqrt{\frac{2(p_s - p_c)}{\rho}}$$

(3)

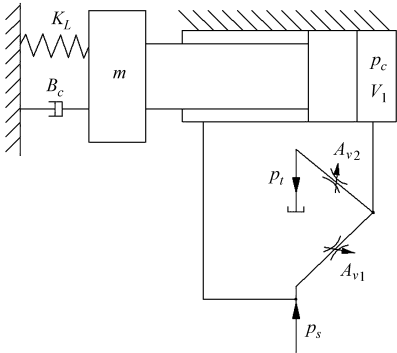


图 3 液压系统动力机构
Fig.3 Power mechanism of hydraulic system

$$q_2 = C_d A_{v2} \sqrt{\frac{2p_c}{\rho}}$$

(4)

式中 C_d ——节流口的流量系数
 p_c ——液压缸敏感腔的压力
 ρ ——油液密度 p_s ——油液系统压力
液压缸敏感腔的流量连续性方程为

$$q_L + C_{ip}(p_s - p_c) = \frac{dy_p}{dt} A_p + \frac{V_1}{K_e} \frac{dp_c}{dt}$$

(5)

式中 C_{ip} ——液压缸内部泄漏系数
 y_p ——活塞位移
 q_L ——进出液压缸控制腔的流量
 A_p ——无杆腔侧活塞的面积
 V_1 ——液压缸无杆腔的容积
 K_e ——油液的体积弹性模量
活塞杆和负载的力平衡方程为

$$A_p \left(p_c - \frac{1}{2} p_s \right) = m \frac{d^2 y_p}{dt^2} + B_c \frac{dy_p}{dt} + K_L y_p + F_L$$

(6)

式中 m ——负载质量 B_c ——粘性阻尼系数
 K_L ——弹性负载刚度
 F_L ——负载力

式(1)~(6)为 2D 阀控电液激振器的数学模型。

3 振动波形仿真分析

3.1 仿真模型

Simulink 为系统仿真提供了强大的工具软件, 根据电液激振器数学模型建立其系统的仿真模型。由于其数学模型比较复杂, 依据上述数学模型并考虑仿真实际需要, 将其分解为频率输入子系统、2D 阀子系统和液压缸子系统, 见图 4~6。将各子系统输入输出关系连接起来即得系统的总仿真模型, 见图 7。

3.2 仿真参数

2D 阀控单出杆电液激振器的基本参数和估算参数见表 1。

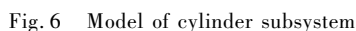
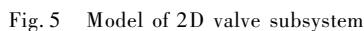
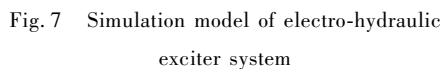
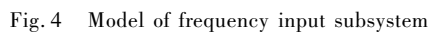
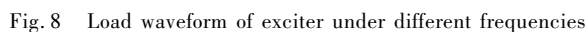


图 8 分别表示激振频率为 1、5、50、650、720、1 000、1 200 Hz, 2D 阀轴向开口 x_v 为 1 mm 情况



(a) $f = 1$ Hz (b) $f = 5$ Hz (c) $f = 50$ Hz (d) $f = 650$ Hz (e) $f = 720$ Hz (f) $f = 800$ Hz (g) $f = 1\,000$ Hz (h) $f = 1\,200$ Hz

这是因为激振频率与液压系统的固有频率相等,出现共振现象,见图 8e。过了谐振点后,随着激振频率的提高,输出的载荷逐渐减小,见图 8f~8h。

4 实验验证

为了验证 2D 阀控电液激振器在全频段工作时实际输出的载荷波形,搭建了实验装置,实验装置结构原理见图 9。实验台架主要由机架、液压缸、2D 阀、阀块、蓄能器、载荷传感器和压力传感器等部件组成。载荷传感器选用德国 HMB 公司的 U10M-125 型,工作量程为 0~125 kN,用其测量激振器输出载荷。2D 阀阀芯的旋转由交流伺服电动机通过一对增速齿轮组(传动比为 4)进行驱动,改变电动机转速就可以控制阀芯转速,从而改变激振频率;阀芯的轴向位移由直线电动机控制,用来调节阀口轴向开度。

图 10 表示液压系统工作压力为 7 MPa,激振频率为 1、5、50、650、720、800、1 000、1 200 Hz,2D 阀轴向开口 x_v 为 1 mm 情况下激振器输出的载荷波形。从图 10a 中可以看出,当激振频率较低时输出载荷出现饱和现象,与仿真分析的结果一致。图 10b 可见载荷波形出现临界饱和现象,实验结果与仿真结果基本一致。从图 10c 和图 10d 可以得知,随着激振频率的提高,输出的载荷变小;当激振频率继续提高,与液压系统固有频率相等时,这时输出载荷突然放大,出现谐振现象,见图 10e。过了谐振点后,随着激振频率的提高,激振器输出的载荷逐渐减小,见图 10f~10h,实验结果与仿真结果基本相近。

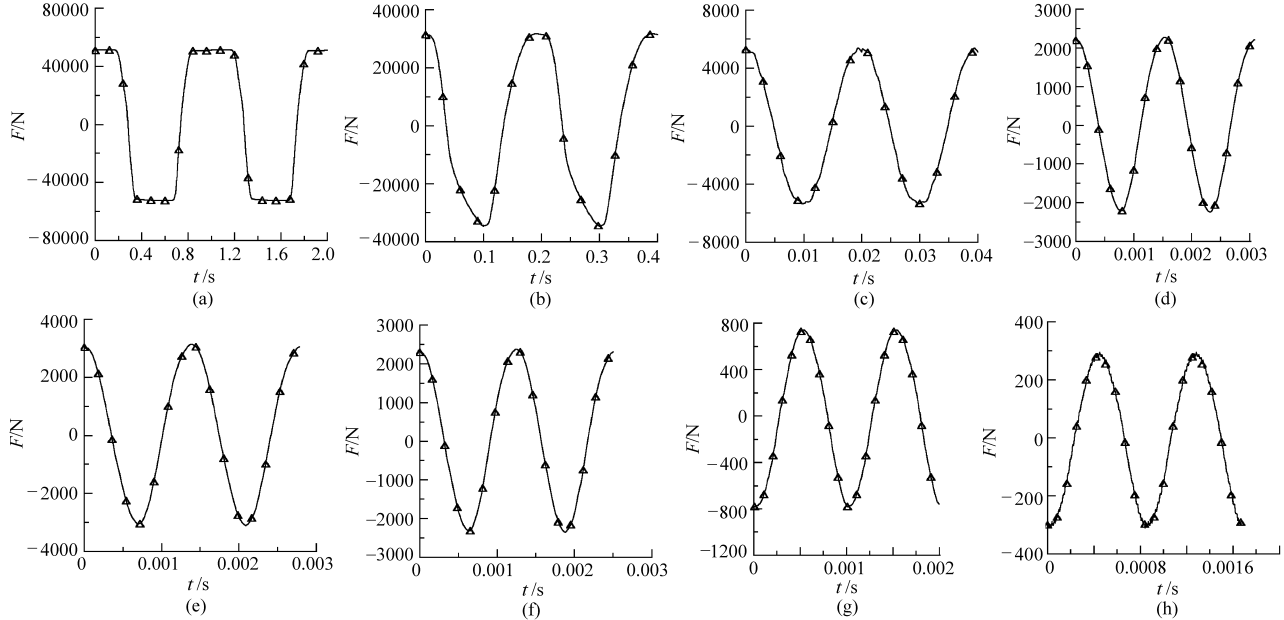


图 10 不同频率下激振器输出载荷波形(实验)

Fig. 10 Load waveform of exciter under different frequencies

(a) $f=1\text{ Hz}$ (b) $f=5\text{ Hz}$ (c) $f=50\text{ Hz}$ (d) $f=650\text{ Hz}$ (e) $f=720\text{ Hz}$ (f) $f=800\text{ Hz}$ (g) $f=1\,000\text{ Hz}$ (h) $f=1\,200\text{ Hz}$

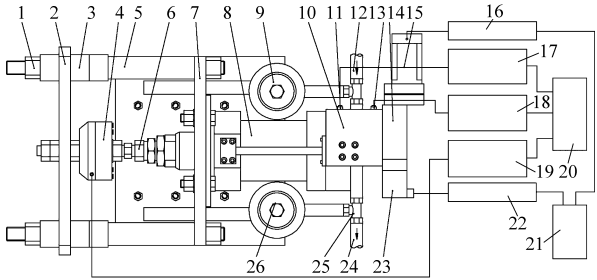


图 9 实验装置及测试系统

Fig. 9 Equipment and measurement system

1. 螺母 2. 支撑板 3. 砝码 4. 载荷传感器 5. 支撑杆 6. 联接螺栓 7. 底座 8. 液压缸 9. 蓄能器 10. 阀块 11、13. 压力传感器 12. 进油管 14. 2D 阀 15. 交流伺服电动机 16. 阀芯转速控制器 17. 有杆腔压力传感器放大器 18. 无杆腔压力传感器放大器 19. 载荷传感器放大器 20. 四通道记忆示波器 21. 2D 阀控制器 22. 阀芯转速控制器 23. 直线电动机 24. 回油管 25. 三通接头 26. 蓄能器

5 结论

(1) 电液激振器在 5 Hz 以下工作时,由于存在超越负载,输出的载荷波形出现饱和现象,随着激振频率的提高,饱和现象消失。

(2) 当激振频率与液压系统固有频率相等时,激振器输出的载荷会突然增大,出现液压谐振现象。由仿真和实验可知,当激振频率为 720 Hz 时,输出的载荷为 3 100 N,比 650 Hz 和 800 Hz 大得多。

(3) 电液激振器的振动频率和幅值分别由 2D 阀阀芯的旋转运动和阀芯的轴向运动控制,激振频率决定于阀芯的转速,通过交流伺服电动机控制 2D 阀阀芯的旋转,能够实现 1 200 Hz 的高频振动,与传

统的电液激振器相比有了明显提高。

参 考 文 献

1 de Coninck F, Densmet W, Sas P. Increasing the accuracy of MDOF road reproduction experiments: calibration, tuning and a modified TWR approach[C] // Proceedings of ISMA 2004 Conference, 2004: 709 ~ 721.

2 Plummer A R. A detailed dynamic model of a six-axis shaking table[J]. Journal of Earthquake Engineering, 2008,12(4): 631 ~ 662.

3 Nobuyuki Ogawa, Keiichi Ohtani, Tsuneo Katayama, et al. Construction of a three-dimensional, large-scale shaking table and development of core technology[J]. Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 2001, 359(10): 1 725 ~ 1 751.

4 Stroud R C, Hamma G A, Underwood M A, et al. A review of multiaxis/multiexciter vibration technology[J]. Sound and Vibration,1996,30(4): 20 ~ 27.

5 Ruan J, Burton R T. An electrohydraulic vibration exciter using a two-dimensional valve[J]. Proc. Imech E Part 1—Journal of Systems and Control Engineering, 2009,223(12):135 ~ 147.

6 Mel G, John S, Cal J. Application of a magnetostrictive alloy: terfenol-D to direct control of hydraulic valves[C] // SAE International Off-highway & Powerplant Congress & Exhibition, 1990.

7 Jill M M, Walter W M. A 1 kHz servohydraulic fatigue testing system[C] // Proceedings of the Conference High Cycle Fatigue of Structural Materials, 1997.

8 郝建功, 张耀成. 新型电液激振装置的性能研究[J]. 太原理工大学学报, 2003, 34(6): 706 ~ 709.
Hao Jiangong, Zhang Yaocheng. Study on the properties of a new electro-hydraulic exciting system[J]. Journal of Taiyuan University of Technology, 2003, 34(6): 706 ~ 709. (in Chinese)

9 华瑞霞, 马浩. 液压振动台波形失真的研究[J]. 环境技术,1986(5):25 ~ 28.
Hua Ruixia, Ma Hao. Research on waveform distortion of hydraulic vibration table[J]. Environmental Technology, 1986(5): 25 ~ 28. (in Chinese)

10 寇子明, 魏秀业, 廉红珍, 等. 有压瞬变流激振理论及激振试验[J]. 振动、测试与诊断,2010,30(5):519 ~ 524.
Kou Ziming, Wei Xiuye, Lian Hongzhen, et al. Vibration excitation theory of pressure transient flow and its test[J]. Journal of Vibration Measurement & Diagnosis, 2010, 30(5): 519 ~ 524. (in Chinese)

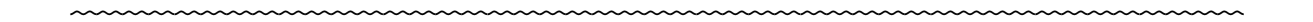
11 宋琼, 朱长春, 牛宝良. 液压振动台建模与波形失真度分析[J]. 机床与液压,2008,36(12):81 ~ 83.

12 阮健, 李胜, 裴翔, 等. 2D 阀控电液激振器[J]. 机械工程学报,2009,45(11): 125 ~ 132.
Ruan Jian, Li Sheng, Pei Xiang, et al. Electrohydraulic vibration exciter controlled by 2D valve[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(11): 125 ~ 132. (in Chinese)

13 任燕, 阮健, 贾文昂. 2D 阀控电液激振器低频段振动波形分析[J]. 农业机械学报,2010,41(9): 187 ~ 193.
Ren Yan, Ruan Jian, Jia Wen' ang. Low frequency excited waveforms analysis of an electro-hydraulic exciter using a 2D valve[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2010,41(9): 187 ~ 193. (in Chinese)

14 宫福昌, 左曙光, 张友坤. 激振式扭转疲劳试验台载荷波形畸变分析[J]. 农业机械学报, 1993, 24(3): 70 ~ 75.
Gong Fuchang, Zuo Shuguang, Zhang Youkun. An analysis on the deformity torque waves occurring in torque-fatigue test on the centrifugal stimulated vibratory torque-fatigue testing stand[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1993, 24(3): 70 ~ 75. (in Chinese)

15 姚建均, 胡胜海, 韩俊伟. 电液伺服振动台加速度谐波抑制[J]. 机械工程学报,2010,46(3): 22 ~ 28.
Yao Jianjun, Hu Shenghai, Han Junwei. Acceleration harmonic cancellation of electro-hydraulic servo shaking table[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(3): 22 ~ 28. (in Chinese)



(上接第 276 页)

14 方一鸣, 焦宗夏, 王文宾, 等. 轧机液压伺服位置系统的自适应反步滑模控制[J]. 电机与控制学报,2011,15(10):95 ~ 100.
Fang Yiming, Jiao Zongxia, Wang Wenbin, et al. Adaptive backstepping sliding mode control for rolling mill hydraulic servo position system[J]. Electric Machines and Control, 2011,15(10):95 ~ 100. (in Chinese)

15 方一鸣, 韩永成, 赵琳琳, 等. 控制量前具有不确定系数的电液伺服系统自适应控制[J]. 控制理论与应用,2009,26(2): 156 ~ 160.
Fang Yiming, Han Yongcheng, Zhao Linlin, et al. Adaptive controller for electro-hydraulic servo system with uncertain coefficients in control input[J]. Control Theory & Applications, 2009,26(2):156 ~ 160. (in Chinese)

16 Li Wenlei, Peter Liu. Robust adaptive tracking control of uncertain electrostatic micro-actuators with H-infinity performance[J]. Mechatronics, 2009,19(5):591 ~ 597.

17 管成, 朱善安. 基于 Backstepping 的电液伺服系统多级自适应滑模控制[J]. 仪器仪表学报,2005,26(6):569 ~ 573.